

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**“A INFLUÊNCIA DA FOLGA DE VÁLVULAS NA GERAÇÃO
DE RUÍDO E VIBRAÇÃO NO MOTOR FIRE 999cc 8V”**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALESSANDRO SIMÕES CORRÊA

Florianópolis, setembro de 2003

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**“A INFLUÊNCIA DA FOLGA DE VÁLVULAS NA GERAÇÃO
DE RUÍDO E VIBRAÇÃO NO MOTOR FIRE 999cc 8V”**

ALESSANDRO SIMÕES CORRÊA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Narciso Angel Ramos Arroyo, Dr. - Orientador

Prof. José A. Bellini C. Neto, Dr. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edison da Rosa, Dr. Eng. - Presidente

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D.

Aos meus pais pelo apoio irrestrito e confiança,
Às minhas irmãs pelo incentivo e paciência,
À Letícia pelo amor, confiança, paciência e incentivo,
Aos meus familiares e amigos pelo apoio e incentivo dados, e
À Deus pela força, sobriedade durante mais esta etapa de minha vida.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador professor Narciso Angel Ramos Arroyo, pelo apoio, esclarecimento e grande incentivo dados ao longo de todo o desenvolvimento deste trabalho.

À Unidade Operativa Motores da F.A. Powertrain Ltda, representada na pessoa do Eng. José Vieira Sobrinho, pela oportunidade de realizar este mestrado, pela confiança e incentivo .

À Fiat Automóveis S.A, na pessoa da Sra. Silvana Rizzioli, pelo apoio e incentivo.

À Universidade Federal de Santa Catarina pela oportunidade de crescimento proporcionada a todos nós, alunos que participaram deste curso.

Aos membros da banca professores Edison da Rosa, Arcanjo Lenzi e Amir Antônio Martins de Oliveira Jr. pelo tempo dispensado à avaliação deste trabalho.

Ao Departamento de R.H. da F.A. Powertrain Ltda, na pessoa do Sr. Ricardo Peluso, pelo grande apoio e incentivo.

Aos meus colegas, principalmente Vinícius Melo de Abreu e Rogério Gondim pelo grande apoio dado no desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Dr. Marcus Antônio Viana Duarte, da Universidade Federal de Uberlândia, pelo apoio e esclarecimentos dados.

Aos colegas de trabalho Ricardo Lúcio, Carlos Alberto, Osmar, Nelson, José Darci, Alexandro Assis, Sebastião, Geraldo, Jésus Pedro, Ronei, Marcelo e Silvando pelo grande apoio dado durante a realização dos testes a quente nos motores.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	iv
LISTA DE TABELAS.....	viii
SIMBOLOGIA	ix
RESUMO.....	x
ABSTRACT	xi
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 O automóvel e a indústria automobilística.....	1
1.2 Objetivo	4
1.3 Escopo da dissertação... ..	5
2 MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA	7
2.1 Histórico.....	7
2.2 Ciclo real do motor de combustão interna	12
2.3 Diagrama de distribuição	12
3 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO.....	14
3.1 Sistema de distribuição de motores de combustão interna	14
3.2 Válvulas	15
3.2.1 Sistema operacionais de válvulas.....	16
3.2.2 Comportamento dinâmico do trem de válvulas.....	17
3.3 Eixo comando de válvulas e cames.....	20
3.3.1 Fases do perfil do eixo comando	21
3.3.2 Projeto do cames.....	22
3.4 Força de inércia do trem de válvulas versus perfil do cames e controle da mola ...	25

3.4.1 Controle da mola de válvulas.....	26
3.5 Teoria do impacto	26
3.5.1 Choque Central Direto	26
3.5.2 Choque Central Oblíquo	28
3.6 Modelo matemático do trem de válvulas	28
3.6.1 Modelo matemático teórico.....	30
4 RUÍDO	32
4.1 Fontes geradoras de ruídos em motores de combustão interna	32
4.2 Processos de geração de ruído e vibração em motores de combustão interna	37
5 TÉCNICAS PARA ANÁLISE DE SINAIS	40
5.1 Técnicas de análise de ruído e vibrações mecânicas.....	40
5.2 Média no domínio do tempo – TDA (TIME DOMAIN AVERAGE).....	40
5.3 Transformada rápida de Fourier (FFT – FAST FOURIER TRANSFORM)	42
5.3.1 “Aliasing” ou fantasma	44
5.3.2 “Leakage” ou vazamento	44
5.4 Transformada de Hilbert	45
5.5 Técnica do envelope.....	45
6 ANÁLISE DO SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DO MOTOR FIRE 1.0 8 VÁLVULAS ..	47
6.1 Descrição dos componentes.....	47
6.2 Análise cinemática do perfil do cames.....	48
6.3 Modelo matemático do sistema	50
6.4 Análise de forças atuantes	52
6.5 Resultados.....	55
7 METODOLOGIA EXPERIMENTAL	60
7.1 Aparato experimental.....	60

7.1.1 Cabines de teste a quente	60
7.1.2 Características do motor Fire 1.0 8V	62
7.1.3 Instrumentação utilizada para coleta dos dados experimentais.....	63
7.1.4 Instrumentação utilizada para a análise modal dos componentes.....	66
7.2 Procedimento experimental	68
7.2.1 Metodologia utilizada para o estudo de resposta em frequência	69
7.2.2 Metodologia utilizada para medição de sinais para a análise da influência da variação da folga de válvulas na geração de ruído durante os testes a quente	70
8 MEDIÇÕES E ANÁLISE DE DADOS	75
8.1 Análise modal dos componentes	75
8.2 Análise dos dados medidos durante os testes a quente dos motores	79
8.2.1 Verificação das medições realizadas.....	79
8.2.2 Análise da influência global das folgas de válvulas	80
8.2.3 Análise da influência individual das folgas de válvulas.....	90
9 CONCLUSÕES.....	105
9.1 Principais ressonâncias dos componentes do motor.....	105
9.2 Efeitos das folgas nos testes a quente	105
9.2.1 Repetibilidade das medições realizadas.....	106
9.2.2 Influência da variação global das folgas de válvulas na geração de vibração e ruído do motor FIRE 1.0 8V.....	106
9.2.3 Influência da variação individual das folgas de válvulas na geração de vibração e ruído do motor FIRE 1.0 8V.....	108
10 PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS.....	111
10.1 Propostas para trabalhos futuros.....	111
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	112
APÊNDICES	115

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1.: Processos de um motor de quatro tempos.

Figura 2.2.: Diagrama de distribuição acompanhado do diagrama PxV real.

Figura 3.1.: Válvulas tipo “mushroom-shaped poppet valve” ou tipo cogumelo.

Figura 3.2.: Esquema de posições do eixo comando e das válvulas.

Figura 3.3.: Motor 4 válvulas acionadas por um único eixo comando.

Figura 3.4.: Elevação, velocidade e aceleração teóricas do trem de válvulas.

Figura 3.5.: Força na interface came/tucho por faixa de velocidade.

Figura 3.6.: Comparação entre o movimento teórico e real de uma válvula.

Figura 3.7.: Fases do came do eixo comando de válvulas.

Figura 3.8.: Curvas características de perfis de cames.

Figura 3.9.: Esquema do modelo do trem de válvulas.

Figura 3.10.: Modelo matemático do trem de válvulas.

Figura 4.1.: Fontes de ruídos em veículos.

Figura 4.2.: Relação entre o nível de ruído gerado pelo motor em função do diâmetro do pistão para vários tipos de motores à 2000 RPM, e em função do tipo de motor.

Figura 4.3.: Processo de geração de ruído e vibração nos motores de combustão interna.

Figura 5.1.: Média no domínio do tempo.

Figura 5.2.: Resposta em frequência do TDA.

Figura 5.3.: Demonstração do Aliasing.

Figura 5.4.: Etapas da Técnica do envelope.

Figura 6.1.: Esquema e componentes do trem de válvulas do motor estudado.

Figura 6.2.: Gráfico do afastamento da válvula em função de β .

Figura 6.3.: Velocidade de afastamento imprimida pelo cames.

Figura 6.4.: Aceleração de afastamento imprimida pelo cames.

Figura 6.5.: Esquema do modelo matemático do trem de válvulas.

Figura 6.6.: Esquema do modelo matemático simplificado do trem de válvulas.

Figura 6.7.: Forças atuantes no trem de válvulas do motor estudado.

Figura 6.8.: Força de inércia do trem de válvulas de admissão.

Figura 6.9.: Força de inércia do trem de válvulas de escape.

Figura 6.10.: Força de amortecimento da mola do trem de válvulas de admissão.

Figura 6.11.: Força de reação da mola do trem de válvulas.

Figura 6.12.: Força resultante no cames do trem de válvulas de admissão.

Figura 6.13.: Força resultante no cames do trem de válvulas de escape.

Figura 7.1.: Cabine de teste a quente SIMPRO e carrinho de montagem do motor.

Figura 7.2.: Motor acoplado ao dinamômetro no interior da cabine de testes.

Figura 7.3.: Posição adotada para o microfone.

Figura 7.4.: Posição adotada para o acelerômetro.

Figura 7.5.a.: Fixação do acelerômetro

Figura 7.5.b.: Fixação do acelerômetro

Figura 7.6.: Martelo de impacto utilizado na análise modal dos componentes.

Figura 7.7.: Esquema para fixação dos corpos de prova

Figura 8.1.: Fixação do acelerômetro no eixo comando.

Figura 8.2.: Resposta do sensor de carga do martelo (força x tempo).

Figura 8.3.: Resposta medida pelo acelerômetro (aceleração x tempo).

Figura 8.4.: Resposta em frequência do eixo comando (aceleração x frequência).

Figura 8.5.: Coerência das medições realizadas (coerência x frequência).

Figura 8.6.: Fixação do acelerômetro no plano de apoio da tampa de válvulas no cabeçote do motor.

Figura 8.7.: Fixação do acelerômetro no plano de apoio da tampa plástica do motor.

Figura 8.8a.: Comparação do NPS de três medições consecutivas.

Figura 8.8b.: Comparação do nível de vibração de três medições consecutivas.

Figura 8.9a.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661486 em marcha lenta.

Figura 8.9b.: Nível de Vibração do motor 5661486 em marcha lenta.

Figura 8.9c.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661486 em 2500rpm.

Figura 8.9d.: Nível de Vibração do motor 5661486 em 2500rpm.

Figura 8.10.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661486.

Figura 8.11a.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661487 em marcha lenta.

Figura 8.11b.: Nível de Vibração do motor 5661487 em marcha lenta.

Figura 8.11c.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661487 em 2500rpm.

Figura 8.11d.: Nível de Vibração do motor 5661487 em 2500rpm.

Figura 8.12.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661487.

Figura 8.13a.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661505 em marcha lenta.

Figura 8.13b.: Nível de Vibração do motor 5661505 em marcha lenta.

Figura 8.13c.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661505 em 2500rpm.

Figura 8.13d.: Nível de Vibração do motor 5661505 em 2500rpm.

Figura 8.14.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661505.

Figura 8.15.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 1ª válvula.

Figura 8.16.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 2ª válvula.

Figura 8.17.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 3ª válvula.

Figura 8.18.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 4ª válvula.

Figura 8.19.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 5ª válvula.

Figura 8.20.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 6ª válvula.

Figura 8.21.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 7ª válvula.

Figura 8.22.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 8ª válvula.

Figura 8.23.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661505 variando-se apenas uma das folgas de válvulas.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Limites máximos de ruído emitido por veículos em aceleração

Tabela 6.1 - Massa dos componentes do trem de válvulas

Tabela 6.2 - Valores aproximados de coeficiente de atrito estático entre algumas superfícies secas

Tabela 7.1 - Características do óleo lubrificante

Tabela 7.2 - Tabela das folgas de válvulas de admissão e escape

Tabela 7.3 - Tabela das folgas de válvulas de admissão e escape alteradas

SIMBOLOGIA

m_A	massa do corpo A	[Kg]
m_B	massa do corpo B	[Kg]
v_A	velocidade do corpo A	[m/s]
v_B	velocidade do corpo B	[m/s]
u	velocidade de deslocamento dos corpos A e B durante o período de deformação dos mesmos	[m/s]
v'_A	velocidade do corpo A após restituição	[m/s]
v'_B	velocidade do corpo B após restituição	[m/s]
W	força impulsiva atuando no corpo A durante o período de deformação, exercida pelo corpo B	[N]
R	força exercida pelo corpo B sobre o corpo A durante o período de restituição	[N]
Cr	coeficiente de restituição	[adimensional]
f	freqüência	[Hz]
t	variável de tempo	[s]
A_n	amplitude do cosseno	[adimensional]
Y	intervalo de freqüência	[Hz]
f_{\max}	freqüência de amostragem	[Hz]
NPS	nível de pressão sonora	[dBA]

RESUMO

Os clientes da indústria automobilística têm se tornado cada vez mais exigentes em relação aos produtos que lhe são oferecidos. Tal exigência está relacionada tanto em relação ao preço, quanto aos itens de conforto presentes no veículo e principalmente quanto à qualidade de tal produto. Relacionado a este último, o nível de ruído emitido pelo veículo se torna cada vez mais um ponto de preocupação para as montadoras instaladas no país. Neste sentido, este trabalho descreve uma análise sobre a influência nos níveis de ruído e vibração gerados pelo motor Fire 1.0 8 válvulas provocados pela variação das folgas de válvulas, sendo tais folgas modificadas durante os testes a quente dos motores. Para tal variação utilizaram-se calços de válvulas com espessuras diferentes, proporcionando ao trem de válvulas quatro configurações de folgas: mínima, normal de produção, máxima e acima da máxima. Mediram-se os níveis de ruído e vibração gerados pelas diversas configurações de folga global e individual por válvula e a partir da análise de tais dados, verificou-se que os motores com folga de válvulas acima da máxima e em alguns casos com folga na máxima geraram níveis de ruído e vibração bem superiores às outras configurações de folga de válvulas. Tal fato indica que tal parâmetro de montagem deve ser monitorado, pois a montagem de motores com folga de válvulas na máxima e acima desta, além de influenciar no desempenho e nos níveis de emissões de gases do motor, vai influenciar negativamente no nível de ruído percebido pelo cliente, prejudicando portanto a imagem de tais produtos no mercado.

Palavras-chave: ruído, vibração, folga de válvula e veículo automotor.

ABSTRACT

The customers of the automobile industry have become more and more demanding in relation to the products that are offered. Such demand is more related to price, than to the items of comfort in the vehicle and is mainly related to the quality of the product. Regarding this last one, the noise level emitted by the vehicle becomes more and more a concern for the industries. This work describes an analysis of the noise and vibration levels generated by the Fire 1.0 8 valves engine's valve clearances, being such clearances modified during the engine hot tests. To get this variation, valve shims with different thickness were used, providing to the valve train four clearance configurations : low, normal of production, maxim and above the maxim. The noise and vibration levels generated by the several configurations of global and individual valve clearance were measured and from the analysis of such data, it was verified that the engines with valve clearances above the maximum and in some cases with clearance in the maximum generated noise and vibration levels well bigger than the other configurations of valve clearances. This indicates that such assembly parameter should be monitored, because the assembly of engines with valve clearances in the maximum and above this, besides influencing the performance and the levels of the engine gases emissions, will influence negatively the noise level noticed by the customer, harming therefore the image of such products in the market.

Keywords: noise, vibration, valve clearance and vehicle.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 – O automóvel e a indústria automobilística

O automóvel, que tem como função principal ser um meio de transporte, é visto atualmente como um objeto de desejo, símbolo de autonomia e como **status**. Porém é visto como algo bastante contraditório, pois é também considerado uma ameaça à degradação dos sistemas urbanos e ecológicos.

Como fator de desenvolvimento econômico, a indústria automobilística desempenha um papel bastante importante no processo de industrialização dos países, influenciando os demais setores industriais, a taxa de emprego e a renda destes, uma vez que tais indústrias se caracterizam como as mais inovadoras em termos de modelos organizacionais e tecnológicos.

Instalada na década de 50 através do governo JK, a indústria automobilística brasileira se portou como impulsionadora do movimento de industrialização acelerada e extrapolou os limites das funções destinadas a ela, se transformando, portando, em um símbolo da saúde econômica do país.

Tornando-se um dos segmentos líderes da expansão econômica brasileira entre os meados dos anos 50 e 70, a indústria automobilística nacional entrou em divergência com o governo federal a partir dos choques decorrentes das crises do petróleo em 1973 e 1979, do II Plano Nacional de Desenvolvimento (II PND) e do acirramento da inflação, o que acarretou um longo período de conflito entre as partes. Porém o entendimento foi retomado no início dos anos 90 através de sucessivas medidas de incentivo para tal setor.

A indústria automobilística pode ser considerada uma indústria dinâmica tanto no sentido da acumulação do capital e de seu efeito multiplicado sobre a economia, quanto na atração que exerce enquanto objeto de pesquisa, da sociologia do trabalho à engenharia de materiais, e na fascinação que seu produto, o automóvel, exerce sobre as pessoas. (ABREU, 2003)

O automóvel surgiu em 1771, sendo inventado pelo francês Cugnot. Tratando-se de um meio de transporte, o automóvel foi considerado uma revolução para aquela época.

No início era usado basicamente como meio de transporte, porém o automóvel ao longo de sua evolução obteve enormes progressos na evolução de seus sistemas propulsores. Durante sua fase de criação, como meio de propulsão eram utilizadas caldeiras a vapor que apresentavam baixíssimo rendimento e pouca autonomia. Tal sistema evoluiu com o passar dos anos até chegar ao conceito de motores de combustão interna baseados na explosão da mistura de ar com gás utilizados ainda hoje.

A evolução dos combustíveis também contribuiu para uma maior gama de opções, dentre as quais se destacam a gasolina, o óleo diesel, o gás natural, o álcool dentre outros. Houve diversas outras evoluções no automóvel como emprego de novos materiais, chassis mais leves e resistentes, freios mais eficientes etc.

Os progressos e melhorias introduzidos no modo de vida do ser humano, decorrentes do advento do automóvel são incontestáveis, pois o automóvel contribuiu significativamente para a criação de vias de transporte eficientes, facilitando as relações humanas e permitindo viagens rápidas entre curtas distâncias.

O automóvel hoje em dia possui muitas vantagens que o coloca como indispensável no cotidiano das pessoas, mas algumas desvantagens denigrem sua imagem pois os vários impactos ambientais que são causados durante a sua fabricação e utilização agridem substancialmente o meio ambiente de forma direta e indireta. Um destes impactos ambientais se apresentam em forma de emissões de ruído, que é uma forma desagradável do som. Como exemplo, o ruído gerado pelo tráfego intenso nas grandes cidades é considerado como poluente ambiental. Estes ruídos incomodam e podem provocar sérias doenças auditivas em pessoas que ficam expostas aos mesmos por um certo período de tempo. (ABREU, 2003)

No intuito de se reduzir os níveis de ruído emitidos pelos automóveis, os governantes vêm criando meios para inibir este tipo de poluição. Algumas medidas neste sentido são citadas a seguir:

- 1 – Redução da velocidade do veículo;
- 2 – Redução das fontes de ruído bem definidos no veículo;
- 3 – Modificação do padrão de dirigibilidade;

O CONAMA, Conselho Nacional do Meio Ambiente, elaborou em 1990 a lei do silêncio, o que foi um grande passo no sentido de se proteger o homem contra a

poluição sonora. Tal órgão criou resoluções a partir de 1993 visando a regulamentação dos níveis de ruído emitido por automóveis, que são considerados uma das principais fontes de ruído do meio ambiente. Criou em 14 de setembro de 2000, como exemplo, a resolução 272 para regulamentação da fabricação de automóveis, consoante às resoluções CONAMA 001 de 11 de fevereiro de 1993, CONAMA 017 de 13 de dezembro de 1995 e CONAMA 252 de 7 de janeiro de 1999, que considera que o ruído excessivo causa danos à saúde física e mental e afeta particularmente a audição, que os veículos automotores são uma grande fonte de geração de ruído, que a utilização de tecnologias adequadas conhecidas permitem atender às necessidades de controle da poluição sonora e estabelece limites máximos de ruído para veículos em aceleração, como pode ser visto na tabela 1.1 do CONAMA.(ABREU, 2003)

Vale ressaltar que, os veículos automotores da categoria “a” fabricados pela Fiat Automóveis S.A., nos quais são montados os motores utilizados no desenvolvimento deste trabalho, seguem a implementação das medidas descritas na tabela 1.1 conforme cronograma abaixo:

- a) no mínimo quarenta por cento dos veículos nacionais e importados, produzidos a partir de 01 de janeiro de 2002;
- b) no mínimo oitenta por cento dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 01 de janeiro de 2004;
- c) cem por cento dos veículos, nacionais e importados, produzidos a partir de 01 de janeiro de 2006.

Tabela 1.1.: Limites máximos de ruído emitido por veículos em aceleração

CATEGORIA			NÍVEL DE RUÍDO (dB(A))		
DESCRIÇÃO			OTTO	DIESEL	
a	Veículo de passageiros até nove lugares e veículo de uso misto derivado de automóvel		74	INJEÇÃO DIRETA	INJEÇÃO INDIRETA
				75	74
b	Veículo de passageiros com mais de nove lugares	PBT até 2.000 kg	76	77	76
		PBT entre 2.000 e 3.500 kg	77	78	77
c	Veículo de passageiros ou de uso misto com PBT maior que 3.500 kg	Potência máxima abaixo de 150 kW (204 CV)	78	78	78
		Potência máxima igual ou superior a 150 kW (204 CV)	80	80	80
d	Veículo de carga ou de tração com PBT acima de 3.500 kg	Potência máxima abaixo 75 kW (102 CV)	77	77	77
		Potência máxima entre 75 e 150 kW (102 a 204 CV)	78	78	78
		Potência máxima igual ou superior a 150 kW (204 CV)	80	80	80

Designação do veículo conforme NBR 6067

PBT: Peso Bruto Total

Potência: Potência efetiva líquida máxima (NBR/ISSO 1585)

1.2 – Objetivo

O objetivo específico deste trabalho é determinar a influência da folga de válvulas na geração de ruído e vibração do motor F.I.R.E. 999cc 8V através da simulação/ variação de tal folga e utilização de técnicas de análise espectral.

O estudo em questão foi proporcionado pela variação da espessura dos calços de válvulas em motores montados com esta finalidade, sendo que suas características dimensionais se encontram controladas e dentro dos limites de engenharia

determinados em projeto. As medições dos dados experimentais foram feitas utilizando-se um software desenvolvido pela Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia. Para encontrar as regiões de interesse nas medições efetuadas, fez-se um estudo das frequências naturais dos principais componentes envolvidos no cabeçote do motor tais como: cabeçote usinado, eixo comando de válvulas, cabeçote montado, bem como o motor completo.

Os parâmetros de funcionamento do motor em cabines de teste a quente tais como ângulo de abertura de válvulas, taxa de compressão e ângulo de avanço de ignição não foram alterados. Este trabalho concentrou-se na alteração única e exclusiva da espessura dos calços de válvulas, ou seja, variação das folgas de válvulas de admissão e escape.

O estudo foi realizado em cabines de prova SIMPRO que utilizam dinamômetro passivo ZOLLNER, com características como temperatura da água, temperatura do óleo, pressão do óleo, umidade do ar, controladas através do software de interface PUMA desenvolvido pela AVL. Utilizaram-se duas rotações: 850 rpm e 2500 rpm. Tais rotações foram escolhidas pelo fato de a 1ª se tratar da marcha lenta e a 2ª se tratar da rotação de torque máximo. Não foram utilizadas rotações superiores a 3000 rpm pelo fato de que acima de tal faixa de rotação o sistema de refrigeração das cabines de testes utilizadas é acionado automaticamente e gera ruído de fundo bastante elevado, o que influenciaria fortemente as medições realizadas.

1.3 – Escopo da dissertação

Este trabalho apresenta um estudo experimental sobre a influência da folga de válvulas na geração de ruído e vibração dos motores FIRE 1.0 8V, associando tal estudo às teorias relacionadas a motores de combustão interna, ao sistema de distribuição de tais motores, a teoria sobre ruído, percebido como um som desagradável aos ouvidos humanos, e como tais máquinas contribuem para a geração de tal ruído através de seus vários conjuntos e sistemas funcionais.

Tais estudos teóricos e práticos estão descritos e organizados de acordo com os capítulos relacionados abaixo.

No Capítulo 2 descreve-se o princípio de funcionamento dos motores de combustão interna, bem como um histórico sobre a evolução destas máquinas ao longo do tempo.

O Capítulo 3 relata a teoria sobre o sistema de distribuição do motor, sendo o sistema responsável pela abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape do motor, bem como um estudo teórico sobre as forças envolvidas em tal sistema nos motores de combustão interna.

O Capítulo 4 descreve como os motores de combustão interna, através de seus conjuntos e sistemas funcionais, geram vibração e ruídos e quais são os mecanismo de transmissão destes ruídos para o meio externo.

No Capítulo 5 estão descritas as técnicas de análise de sinal estudadas para a elaboração dos dados de ruído e vibração mensurados durante os testes realizados com os motores previamente montados para este fim.

O Capítulo 6 descreve o sistema de distribuição real do motor Fire 1.0 8V, mostrando uma análise cinemática do trem de válvulas utilizando dados reais do perfil dos cames do eixo comando, e a partir destes dados são calculadas as velocidades, acelerações e forças envolvidas no mesmo através do modelo matemático utilizado.

O Capítulo 7 relata a metodologia experimental adotada para a realização dos testes com os motores acima descritos, os cuidados tomados durante as modificações das folgas de válvulas, os cuidados tomados durante a realização das medições dos dados e lista os equipamentos utilizados durante os testes.

O Capítulo 8 mostra os gráficos e dados coletados dos motores, bem como uma discussão inicial a respeito destas coletas bem como as análises realizadas baseando-se em tais dados.

No Capítulo 9 são apresentadas as conclusões deste trabalho, confrontando-se os dados experimentais com a teoria envolvida neste trabalho.

O Capítulo 10 apresenta as sugestões propostas para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Este capítulo descreve o princípio de funcionamento dos motores de combustão interna, bem como um histórico sobre a evolução destas máquinas ao longo do tempo, fazendo uma classificação destes de variadas maneiras. Apresenta também a definição do ciclo real ou indicado do motor ICE utilizando uma figura onde se pode visualizar a ligação dos principais pontos dos processos de funcionamento do motor com a posição do pistão dentro do cilindro e também com o diagrama de distribuição deste.

2.1 – Histórico

O motor de combustão interna é um aparelho que gera trabalho mecânico, transformando movimento retilíneo de um pistão dentro de um cilindro, em movimento circular, por meio do virabrequim. Tal movimento é proveniente da liberação da energia térmica obtida na conversão físico/química de um combustível e do aproveitamento da expansão dos gases para mover o pistão.

Durante este processo de conversão de movimentos, o motor apresenta perdas mecânicas e, apesar de requerer uma série de dispositivos para que funcione, é um processo muito prático e apresenta grande durabilidade, se tornando portanto um mecanismo largamente utilizado. (BAXA, 1982 apud VELOSO, 1999)

Historicamente, de acordo com Arroyo (2001), os motores de combustão interna tiveram o seu desenvolvimento dividido em duas etapas:

- A primeira etapa, correspondente à etapa do motor sem compressão,
- A segunda etapa, correspondente à etapa do motor com compressão.

Os primeiros avanços em relação ao desenvolvimento do motor de combustão interna datam de antes do século XVIII. Tais motores eram sem compressão, sendo que a mistura (porção de pólvora) era introduzida no interior do cilindro do motor a pressão atmosférica por Huygens e Hautefeuille, que, aproveitando a propriedade explosiva da mistura, faziam-na explodir, movimentando o êmbolo do mesmo. Porém, tal dispositivo, tinha processo de enchimento muito complexo, além de não

se ter controle durante a combustão, o que o tornou pouco atraente em termos práticos.

Em 1794, Robert Street patenteou o primeiro motor de combustão interna reciprocante que queimava um combustível gasoso e mistura de ar. Em 1801, Lebon demonstrou a possibilidade de usar gás e ar ao invés de pólvora, utilizando um lampião para provocar a ignição. Tais experiências contribuíram para o desenvolvimento de um motor verdadeiro.

Entre o fim do século XVIII e a metade inicial do século XIX vários motores experimentais foram desenvolvidos por diversos cientistas e inventores ao redor do mundo. Em 1860, Jean J. Etienne Lenoir, construiu o primeiro motor a gás, tal como se conhece. Empregou a ignição por centelha elétrica para iniciar o funcionamento. Tal motor possuía o aspecto e as características externas da máquina a vapor, sendo composto por um único cilindro horizontal reciprocante acoplado a um eixo-manivela e um volante.

Devido a baixa eficiência térmica e pouca economia de combustível dos primeiros motores de combustão interna, os cientistas tornaram-se mais atentos e fizeram muitas recomendações para melhorar tais características de desempenho de tais motores. Tais propostas foram feitas ao longo do século XIX.

No ano de 1861, Beau de Rochas, um engenheiro ferroviário francês, utilizou uma mistura ar-combustível a uma pressão maior que a atmosférica e em 1862 formulou a idéia do ciclo de 4 tempos. Porém, tal conceito foi originalmente implementado por Nicolaus August Otto, que em 1876 construiu um motor desenhado com os mesmos princípios básicos de Beau de Rochas. Em 1878, o motor Otto foi formalmente introduzido no mundo, e por ter sido ele o primeiro a implementar o conceito de 4 tempos, os motores que utilizam tal configuração são normalmente chamados de motores de ciclo Otto.

Os 4 processos dos motores ciclo Otto são a seguir descritos:

1. Admissão: permite a entrada do combustível com o ar atmosférico no cilindro,
2. Compressão: comprime-se a mistura para aumentar a eficiência do processo,
3. Combustão/expansão: ignição do combustível, provocando a expansão dos gases, o que gera trabalho,
4. Exaustão: exaustão dos gases provenientes da combustão do combustível.

Tais processos, podem ser observadas na figura 2.1 e correspondem a um ciclo do motor.

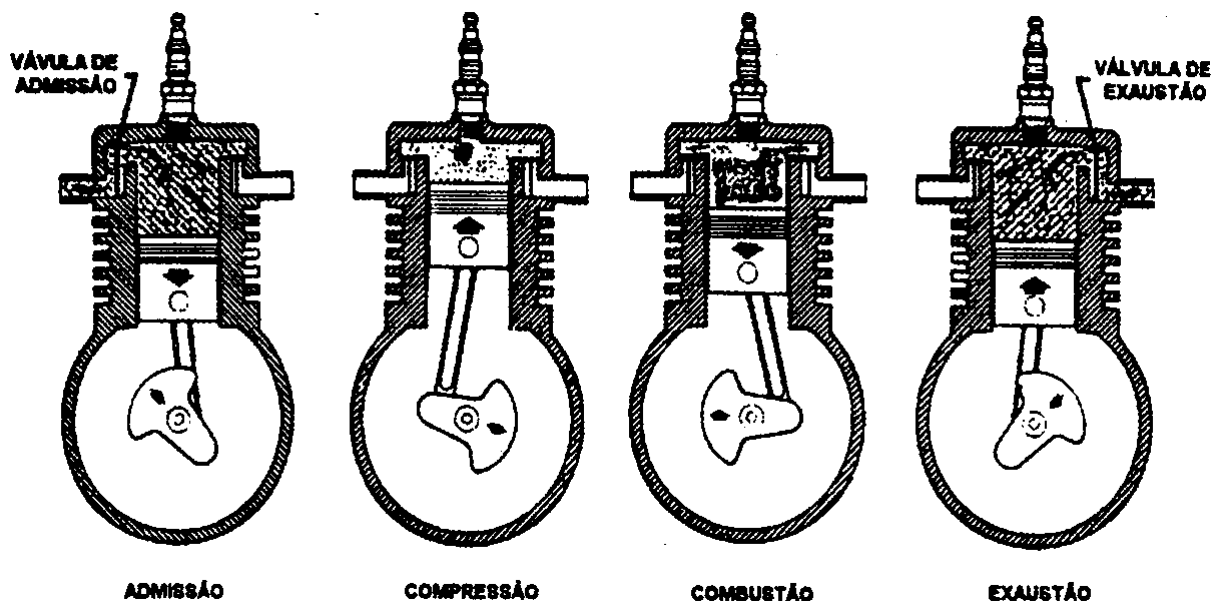


Figura 2.1.: Processos de um motor de quatro tempos.

Em 1892, Rudolf Cristian Karl Diesel propôs um motor de 4 tempos que poderia queimar querosene sem faísca de ignição. Em 1893 publicou o artigo: **“Teoria e construção de um motor térmico racional destinado a substituir as máquinas a vapor e demais motores térmicos até hoje conhecidos”**. Seu primeiro motor bem sucedido foi completado em 1897, sendo similar ao ciclo Otto, exceto que utilizava um taxa de compressão muito mais alta, mas só com o ar entrando dentro do cilindro durante a admissão, ao invés da mistura ar-combustível. Durante a compressão, o ar no cilindro é comprimido a uma alta pressão, aumentando a temperatura suficientemente para promover a ignição espontânea do combustível, que é injetado dentro do cilindro próximo ao começo da fase de expansão. Por este motivo, os motores que funcionam de acordo com este ciclo, são denominados de motores de ciclo Diesel.

Para entender melhor a composição de um motor moderno, ele pode ser classificado da seguinte maneira:

1. – Segundo o tipo de serviço:

- . Motores de Propulsão
- . Motores Estacionários
- . Motores Especiais

2. – Segundo o tipo de ignição:

- . Motores ICE (Ignição por centelha)
- . Motores ICO (Ignição por compressão)

3. – Segundo o sistema de alimentação:

- . Alimentação de ar:

Aspirado

Sobrealimentado

- . Alimentação de combustível:

Carburador

Injeção : Direta ou indireta

Monoponto ou multiponto

4. – Segundo o tipo de combustível utilizado:

- . Mono combustível:

Combustível líquido : gasolina, álcool, diesel, óleos vegetais

Combustível gasoso : GLP, Gás natural, acetileno, biogás.

- . Multicombustível:

Bicombustível: Álcool – Gás Natural.

Gasolina – Gás natural

Álcool – Gasolina

Óleo diesel – Gás natural

5. – Segundo o numero de tempos:

- . Motores de 4 tempos
- . Motores de 2 tempos

6. – Segundo o tipo de refrigeração:

- . Refrigeração por água
- . Refrigeração a ar

7. – Segundo o sistema de Lubrificação:

- . Lubrificação por salpico
 - . Lubrificação forçada
 - . Lubrificação combinada
8. – Segundo o número de cilindros:
- . um cilindro ou monocilíndrico
 - . mais de um cilindro ou multicilindros
9. – Segundo a disposição ou configuração dos cilindros:
- . Em linha
 - . Opostos ou Boxer
 - . Em V
 - . Em W
 - . Estrela
 - . Outros
10. – Segundo o sistema de Distribuição Mecânica:
- . Número de válvulas:
 - Duas por cilindro
 - Mais de duas por cilindro
 - . Posição das válvulas:
 - No bloco do motor
 - No cabeçote
 - . Posição do eixo de comando:
 - No bloco do motor
 - No cabeçote
 - . Número de eixos de comandos:
 - Um eixo
 - Dois eixos

Desde a época em que se iniciou o desenvolvimento dos primeiros motores até os

dias atuais os motores de combustão interna têm tido e continuam tendo um grande desenvolvimento, como aumento de velocidade de operação, acréscimo de eficiência, redução de tamanho e peso, assim como uma grande diversificação dos tipos de combustíveis utilizados, além de uma grande diversificação de utilização nos diversos setores da vida. (ARROYO, 2001)

2.2 – Ciclo real do motor de combustão interna

O ciclo real do motor de combustão interna, segundo Arroyo (2001), é aquele que mostra a pressão desenvolvida no interior da câmara de combustão do motor, obtido experimentalmente, em função das diversas posições do pistão. O ciclo real ou ciclo indicado, representa a variação da pressão em função do volume deslocado do pistão, em função do ângulo de giro do virabrequim ou em função do tempo.

Para se representar o diagrama do ciclo real, pode-se utilizar a forma aberto ou fechado, dependendo da maneira que ele foi obtido. A figura 2.2 mostra tal diagrama para os motores que se baseiam no ciclo Otto e no ciclo Diesel. O motor utilizado no desenvolvimento deste trabalho se baseia no ciclo Otto.

2.3 – Diagrama de distribuição

O diagrama de distribuição é um diagrama polar que mostra a posição do ponto morto inferior e superior, os ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e descarga do motor. Permite também, visualizar os ângulos das válvulas, nos quais estas permanecem abertas e fechadas, assim como permite a visualização do ângulo de cruzamento das válvulas.

O diagrama de distribuição acompanhando o diagrama “Pressão versus Volume” nos auxilia na visualização da relação entre a pressão interna na câmara de combustão e a posição das válvulas.

Tal diagrama pode ser visto na figura 2.2, onde:

AAA = ângulo de abertura da válvula de admissão;

AFA = ângulo de fechamento da válvula de admissão;

AAD = ângulo de abertura da válvula de descarga;

AFD = ângulo de fechamento da válvula de descarga;

APA = ângulo de permanência da válvula de admissão;

APD = ângulo de permanência da válvula de descarga;

PMI = ponto morto inferior;

PMS = ponto morto superior;

V_{cc} = volume da câmara de combustão;

Cruzamento = ângulo de cruzamento das válvulas de admissão e descarga;

D = diâmetro do cilindro, L = comprimento da biela;

R = semi-curso do pistom e θ = ângulo do virabrequim.

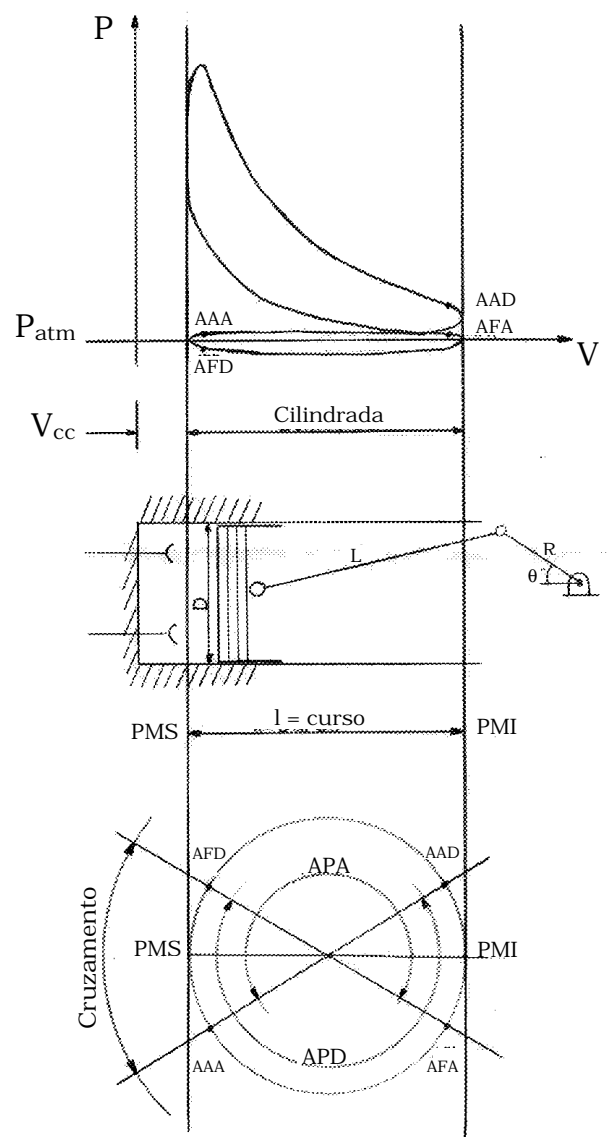


Figura 2.2.: Diagrama de distribuição acompanhado do diagrama $P \times V$ real.

CAPÍTULO 3

SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO

Este capítulo descreve a teoria a respeito do sistema de distribuição do motor, sendo este o sistema responsável pela abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape do motor. Descreve alguns tipos de válvulas utilizadas em motores de combustão interna, o sistema de acionamento destas e as curvas de elevação e descida do trem de válvulas proporcionadas pelos tipos de perfis de cames utilizados. Relata também as forças teóricas envolvidas no trem de válvulas, responsáveis pelos impactos entre os componentes, sendo tais impactos causadores de grande parte dos ruídos produzidos. É apresentado também um modelo matemático que representa o trem de válvulas.

3.1 – Sistema de distribuição de motores de combustão interna

O sistema de distribuição dos motores de combustão interna é o conjunto de componentes do motor responsável pela regulação da entrada da mistura fresca de ar/combustível e a saída dos gases quentes resultante da combustão dentro dos cilindros. Tal conjunto de componentes é formado principalmente pelas válvulas de admissão e escape, pelo eixo comando de válvulas, onde estão instalados os cames, pela mola e outros. Além de controlar a passagem dos gases, o sistema de distribuição permite também controlar a eficiência volumétrica do motor.

Existe uma grande variedade de sistemas de distribuição, e no caso dos motores de 4 tempos, podemos classificar tais sistemas como a seguir (ARROYO, 2002):

a) De acordo com a posição das válvulas:

- 1 – laterais (SV side valves),
- 2 – no cabeçote (OHV overhead valves),
- 3 – combinado.

b) De acordo com o número de válvulas:

- 1 – duas válvulas por cilindro,
- 2 – mais de duas válvulas por cilindro.

- c) De acordo com a posição do eixo comando de válvulas:
- 1 – no cabeçote (OHC overhead comes, DOHC double overhead comes),
 - 2 – no bloco (BC block comes).
- d) De acordo com a transmissão de movimentos:
- 1 – por engrenagem,
 - 2 – por correia dentada,
 - 3 – por corrente,
 - 4 – por biela.

3.2 – Válvulas

Existem vários tipos de válvulas, porém a mais comum e largamente utilizada é a válvula do tipo “mushroom-shaped poppet valve” ou válvula tipo cogumelo, que tem a vantagem de ser barata, com boas propriedades de fluidez, bom assentamento, lubrificação fácil e boa taxa de transferência de calor para o cabeçote. Já as válvulas rotativas e em forma de disco apesar de serem motivo de problemas relacionados a transferência de calor, lubrificação e folgas, são ainda algumas vezes utilizadas. As válvulas tipo cogumelo que são utilizadas nos motores FIRE, podem ser vistas na figura 3.1.

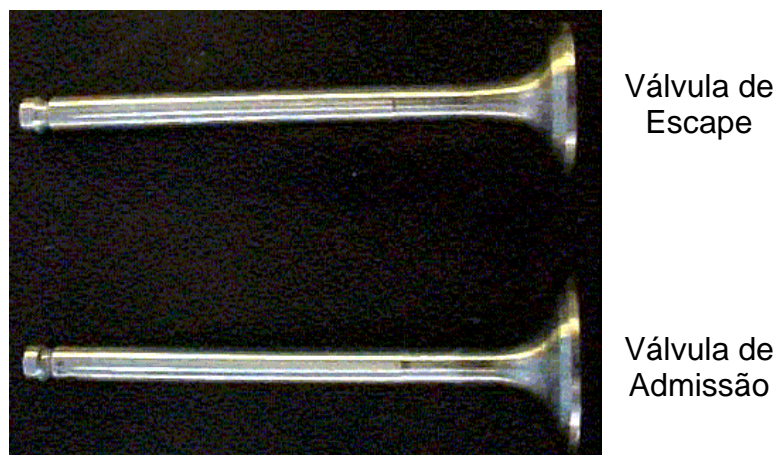


Figura 3.1.: Válvulas tipo “mushroom-shaped poppet valve” ou tipo cogumelo

As válvulas tipo “luva” já foram importantes, particularmente para motores de aeronaves, porém, antes do desenvolvimento das turbinas a gás. (STONE, 1995)

A válvula tipo “luva” consiste de uma luva simples ou par de luvas entre o pistom e o cilindro, com janelas de admissão e escape. As válvulas tipo “luva” eram utilizadas

em motores de meia velocidade e motores que sofriam oscilações verticais e rotativas. Existiam várias vantagens associadas aos motores que utilizavam estes tipos de válvulas, tais como a eliminação de pontos quentes que ocorriam em motores com válvulas tipo cogumelo, já que tinha disponível no mercado apenas combustível de baixa octanagem. Conseguiram-se, com tais motores, maiores taxas de compressão, resultando em uma maior eficiência dos mesmos. Outra vantagem associada à estes motores era o fato de serem mais compactos pelo fato de o comando de tais válvulas poderem estar no mesmo nível do eixo virabrequim. Como desvantagens tem-se o custo e dificuldade de fabricação de tais válvulas, além de problemas relacionados à lubrificação, e outros mais. (STONE, 1995)

3.2.1 – Sistema operacionais de válvulas

Em motores com válvulas montadas no cabeçote, o eixo comando pode ser montado tanto no bloco do motor como no cabeçote. Alguns exemplos de posição do eixo comando e de válvulas pode ser visto no esquema da figura 3.2.

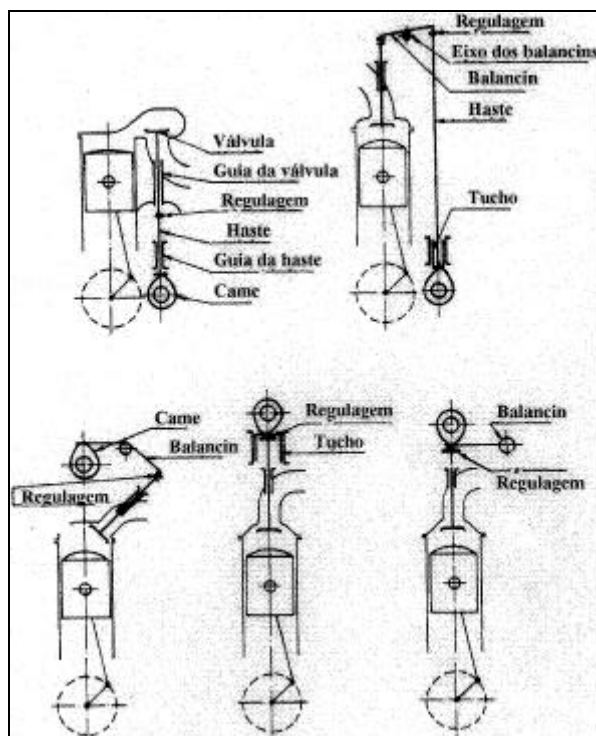


Figura 3.2.: Esquema de posições do eixo comando e das válvulas. (modificado de ARROYO, 2002)

Quando o eixo comando de válvulas é montado deslocado em relação às válvulas, estas são acionadas por balancins e a folga de válvulas pode ser ajustada alterando-se a altura do pivô. Já quando o eixo comando é montado diretamente sobre a válvula, a folga pode ser ajustada trocando-se a pastilha de regulagem de

válvulas ou calço de válvulas. Em ambos os casos, o acionamento do eixo comando é feito utilizando-se correia dentada ou corrente. Pode-se também utilizar engrenagens, porém se torna uma opção cara, ruidosa e bastante pesada com comando no cabeçote.

Nem todos os motores utilizam as válvulas de admissão e escape montadas na mesma linha. Em motores de alta performance as válvulas podem ser acionadas por eixo comandos duplos (dohc), sendo que um dos eixos aciona as válvulas de admissão e o outro aciona as válvulas de escape. Como desvantagem tem-se um aumento no custo de tais motores.

Uma solução engenhosa foi encontrada e utilizada no modelo “British Leyland” com 4 válvulas, mostrado na figura 3.3. Um eixo comando simples aciona as válvulas de admissão diretamente e através de um balancim aciona as válvulas de escape indiretamente.

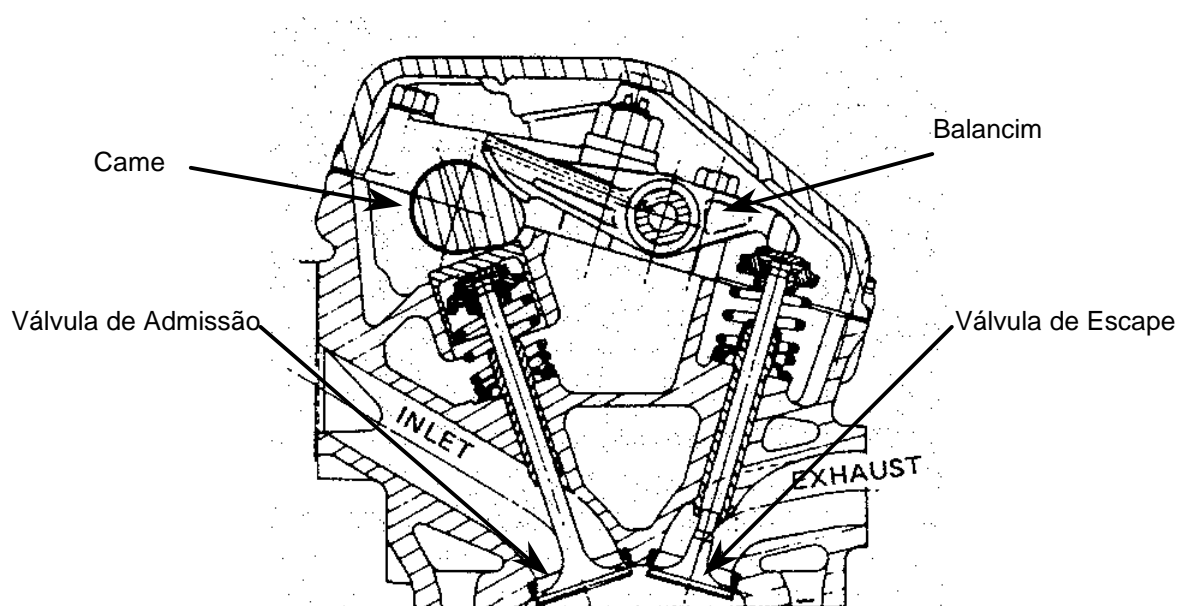


Figura 3.3.: Motor 4 válvulas acionadas por um único eixo comando. (modificada de STONE, 1995)

Atualmente, o uso de 4 válvulas por cilindro é muito comum em motores ICE de alta performance. Como vantagens do uso de 4 válvulas por cilindro podem-se citar menores forças envolvidas no trem de mola, maior área de fluxo dos gases e maior área de assentamento de válvulas. (STONE, 1995)

3.2.2 – Comportamento dinâmico do trem de válvulas

O movimento teórico da válvula é definido pela geometria do came e do seu seguidor. O movimento real da válvula é modificado por causa da massa finita e o

grau de rigidez ou elasticidade dos elementos que compõe o trem de válvulas.

Pode-se visualizar as curvas teóricas do afastamento, da velocidade e da aceleração da válvula através da figura 3.4.

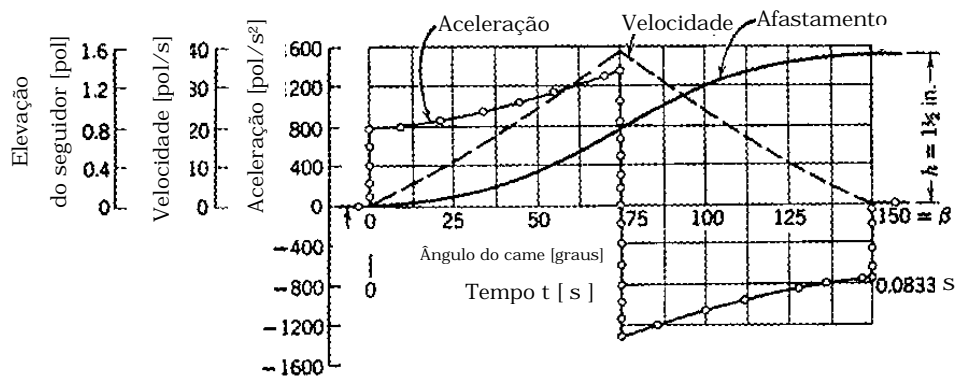


Figura 3.4.: Elevação, velocidade e aceleração teóricas do trem de válvulas.

(modificada de ROTHBART, 1956)

Antes do início do movimento da válvula, a folga de válvulas, ou seja, a distância que o came deve percorrer para iniciar o contato com o seguidor, tem que ser percorrida. A folga de válvulas, no mecanismo de acionamento do trem de válvulas, garante que estas possam se assentar completamente na sede de válvulas sobre qualquer condição, com uma margem suficiente para evitar um mal assentamento. Para controlar a tensão de impacto enquanto a folga de válvulas é percorrida, o came é projetado para dar uma velocidade inicial de válvulas constante.

Esta fase do came, que proporciona velocidade inicial constante, deve ser grande o bastante para evitar que as tensões de impacto ocorram durante o funcionamento do motor para folgas de válvulas diferentes.

O próximo estágio é quando o came acelera a válvula. O came pode ser projetado para dar uma aceleração constante à válvula, mas isto poderia aumentar o choque por carga, devido, teoricamente, à mudança instantânea de aceleração. Uma boa prática é usar funções que façam com que a aceleração aumente de zero até o máximo e retorne a zero, sendo ambas as funções polinomial e sinusoidal exemplos apropriados. A medida que a válvula vai se aproximando do afastamento máximo, a desaceleração é controlada pela mola do mesmo modo que esta controla a aceleração a medida que a válvula inicia o fechamento. Já a desaceleração final é controlada pelo came.

Finalmente, o perfil do came deve ser projetado para proporcionar uma velocidade

constante durante o fechamento da válvula para limitar as tensões por impacto. (STONE, 1995)

Na prática, as características do afastamento de válvulas serão influenciadas também pela rigidez da mola que tem que controlar a desaceleração da válvula antes do ponto máximo de afastamento desta e a aceleração que ocorre após tal ponto.

De acordo com Stone (1995) a força da mola deveria ser uniformemente maior que a força de aceleração exigida para a velocidade máxima de projeto.

A força na interface entre o came e o tucho para uma determinada faixa de velocidade, junto com a força estática da mola é mostrada na figura 3.5.

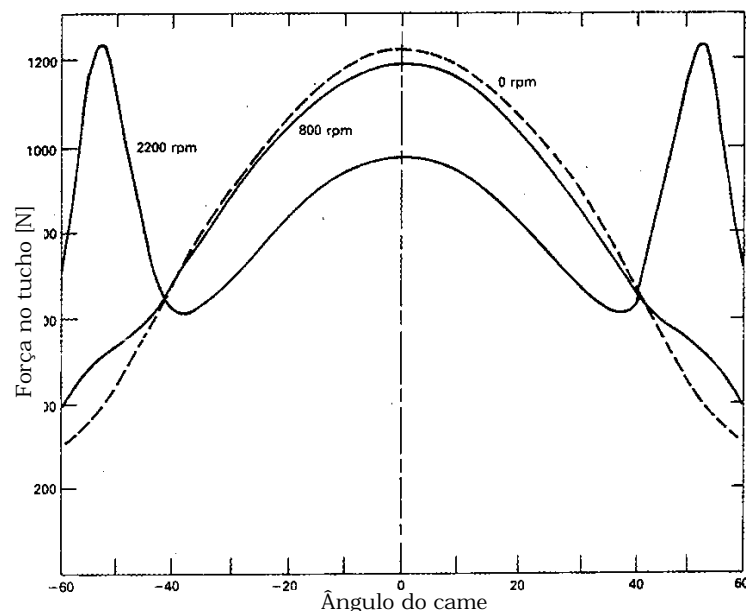


Figura 3.5.: Força na interface came/tucho por faixa de velocidade. (modificada de STONE, 1995)

Em baixas velocidades, a força máxima ocorre no momento do afastamento máximo da válvula, porque neste caso é a força de mola que predomina. De acordo com o aumento da velocidade, os termos de aceleração se tornam predominantes e a maior força aparece imediatamente após a ocorrência da velocidade máxima. Se a força requerida durante o movimento predominado pela mola for maior do que a força fornecida por esta, então o movimento da válvula não seguirá o came, fazendo com que a válvula “salte”. A aceleração irá aumentar proporcionalmente ao quadrado da velocidade do motor e uma velocidade teórica pode ser calculada para a qual ocorrerá o salto. Devido à elasticidade de outros componentes e da massa

finita da mola, a velocidade real de salto da válvula será menor do que aquela teoricamente calculada. Uma comparação entre o movimento real e teórico da válvula pode ser visto na figura 3.6.

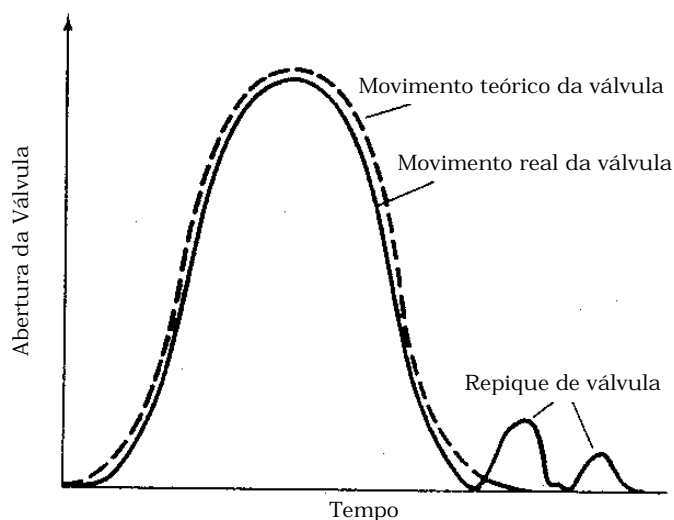


Figura 3.6.: Comparação entre o movimento teórico e real de uma válvula.
(modificada de STONE, 1995)

Para minimizar os efeitos dinâmicos sobre o movimento da válvula, esta deverá ser feita o mais leve e o trem de válvulas o mais rígido possível. O eixo de comando deverá ter o diâmetro o maior possível com mancais de fixação bem robustos e os cames o mais largo possível. Qualquer outro componente intermediário deverá ser o mais leve e rígido possível.

Um problema que pode acontecer com a mola de válvulas é a vibração entre os elos daquela. Assim a frequência natural da mola deverá ser uma ordem acima da frequência natural do eixo comando. (STONE, 1995)

3.3 – Eixo comando de válvulas e cames

O came é um elemento giratório que dá movimento alternativo a um segundo elemento - no caso do motor em estudo tal componente é o tucho - em relação a um plano com ângulos retos em relação ao eixo do came, formando com este segundo elemento um par deslizante.

A função dos cames e do eixo é atuar e controlar a abertura e fechamento das válvulas de admissão e escape relativa a cada posição do pistão ao longo de cada tempo do motor.

O perfil do came deve ser apropriadamente conformado para proporcionar uma subida e descida suaves do o seguidor que, portanto, é retransmitido para as válvulas individualmente.

Em um motor de 4 tempos, o ciclo completo é realizado em duas revoluções do eixo do motor. Assim, o eixo comando deve completar uma revolução ou um ciclo de uma abertura e um fechamento para cada 2 revoluções do eixo virabrequim. (HEISLER,1995)

3.3.1 – Fases do perfil do eixo comando

Segundo Heisler (1995) existem dois lados do perfil do eixo comando: o lado de elevação do seguidor ou de abertura de válvulas e o lado de descida do seguidor ou de fechamento de válvulas. Cada um destes lados pode ser dividido em três fases, a saber e pode ser visualizado através da figura 3.7:

1) Elevação ou abertura de válvulas (valve lift period):

- a) fase inicial da transição da rampa de abertura (ramp), que une o círculo-base ao lóbulo do came com uma taxa de elevação bem pequena;
- b) fase do flanco de abertura (flank), que acelera a elevação do seguidor a uma velocidade máxima, sendo a fase em que a parte côncava do flanco encontra a parte convexa do nariz do came, tendo-se aí um ponto de inflexão;
- c) fase de abertura do nariz do came (nose), que desacelera a elevação do seguidor da velocidade máxima para velocidade zero quando a elevação se aproxima do valor máximo.

2) Descida ou fechamento de válvulas (valve fall period):

- a) fase de fechamento do nariz do came (nose), que acelera a descida do seguidor da velocidade zero para a velocidade máxima;
- b)** fase do flanco de fechamento (flank), que desacelera a descida do seguidor para uma quase paralisação;
- c)** fase da rampa de fechamento suave (ramp), onde o ângulo de curvatura de saída do círculo-base se mistura com o momento em que o seguidor permanece na sua posição mais baixa.

Faz parte também do perfil do came:

3) Círculo de base (base circle radius): sendo o perfil do came que não produz

movimento de afastamento da válvula. (ARROYO, 2002)

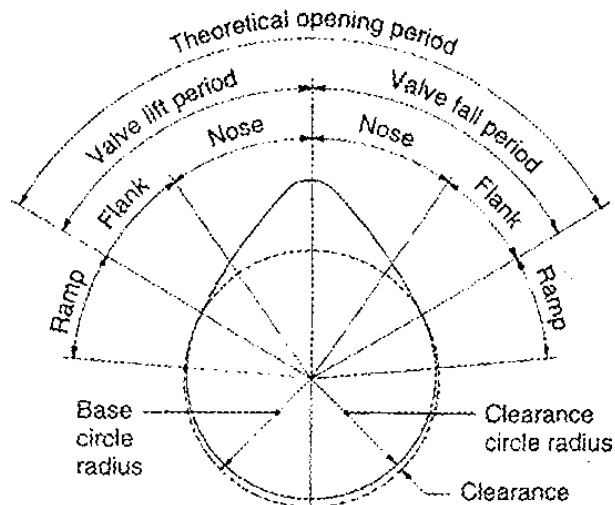


Figura 3.7.: Fases do came do eixo comando de válvulas. (HEISLER,1995)

3.3.2 – Projeto do came

Existem várias curvas que caracterizam o comportamento teórico do came, e cada uma destas curvas dizem respeito a um projeto de came diferente. Como exemplo podemos citar as seguintes: (HEISLER, 1995)

- a) Came com triplo arco, no início da produção dos eixos comandos os came eram simplesmente construídos de um círculo-base e um pequeno nariz circular que tinha um pequeno deslocamento ou excentricidade. Para proporcionar um gradual e suave início e final de contato do círculo-base com o seguidor, rampas de seguimentos de arcos adicionais foram introduzidas entre o círculo-base e os flancos de abertura e fechamento de válvulas. Estas rampas de pequeno deslocamento garantem que a elevação inicial e a descida final do seguidor ocorram com o mínimo de aceleração e desaceleração respectivamente.
- b) Came com velocidade constante, no qual não existe aceleração e desaceleração do seguidor durante o sua elevação e descida nos flancos de abertura e fechamento de válvulas. Assim o seguidor está sujeito a uma força de inércia de impacto muito grande no início da elevação e final do retorno daquele. Consequentemente, mesmo em baixas velocidades, este tipo de perfil de came impõe ao seguidor tensões de impacto muitíssimo grandes, estando esta tensão de impacto associada a geração de ruído, desgaste superficial e danos ao trem de válvulas.
- c) Came com aceleração constante, ou came parabólico, no qual a velocidade de elevação do seguidor aumenta proporcionalmente com o deslocamento angular do

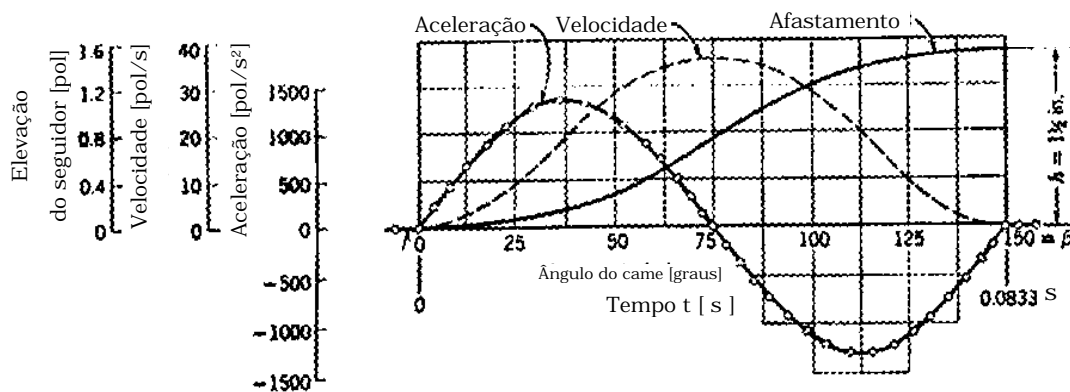
came até chegar à velocidade máxima no ponto de inflexão e então decresce até zero na mesma proporção. Tal tipo de came promove a menor aceleração e desaceleração máxima se comparado aos demais tipos, porém impõem um aumento abrupto de força de inércia ao seguidor quando este encontra ambos os flancos de abertura e fechamento de válvulas.

d) Came com movimento harmônico simples, no qual a velocidade do seguidor na primeira metade da elevação aumenta até o máximo no ponto de inflexão e então decresce até zero na segunda metade da elevação em forma de uma senóide. O declive da curva de velocidade é maior no início e final do perfil de elevação e, portanto, a aceleração positiva e desaceleração negativa são máximas nestes mesmos intervalos e é nula no ponto de inflexão. Assim, este rápido incremento de velocidade do seguidor no início da elevação (abertura de válvulas) e fim da descida (fechamento de válvulas) faz com que a força de inércia inicial positiva e força de inércia final negativa sejam súbitas e altas.

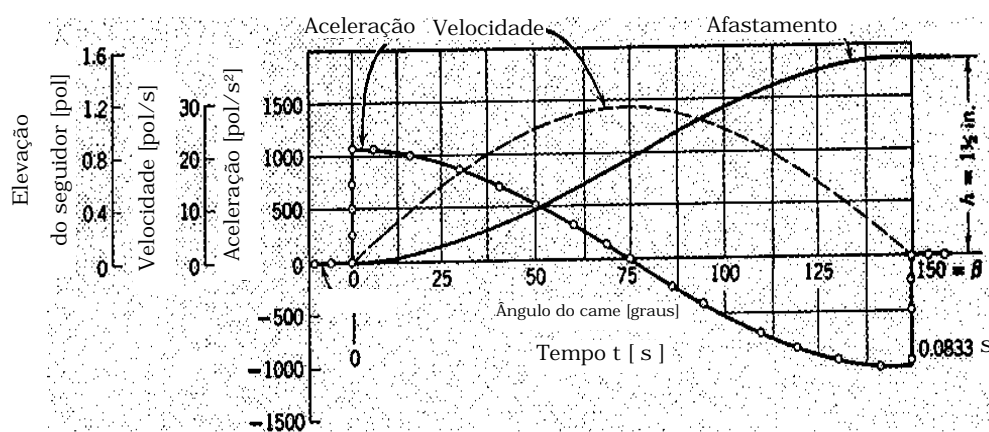
e) Came cicloidal, no qual a velocidade na primeira parte da elevação do seguidor aumenta lentamente, logo após aumenta rapidamente, reduzindo assim que a velocidade alcança o seu valor de pico no ponto de inflexão do perfil do came. No início da segunda metade da elevação do seguidor, sua velocidade é reduzida lentamente, e então aumenta rapidamente e em seguida decresce lentamente até zero. A aceleração do seguidor em um primeiro momento aumenta abruptamente e então aumenta lentamente até alcançar seu valor de pico no ponto de inflexão do diagrama de velocidade do lado de aumento desta. Tal aceleração então reduz a uma taxa crescente até chegar a zero no ponto onde a velocidade do seguidor alcança o valor máximo, coincidindo com o ponto de inflexão do perfil do came. O seguidor então desacelera inicialmente depressa e então mais lentamente até que a desaceleração máxima se aproxima, no ponto de inflexão do diagrama de velocidade do lado de declínio desta. Finalmente a desaceleração se reduz a uma taxa crescente até a elevação máxima do seguidor. Portanto, a medida que o seguidor se aproxima do início do flanco de abertura de válvulas, uma força positiva de impacto é criada e aumenta rapidamente e no fim do flanco de fechamento uma força positiva de inércia de impacto decresce rapidamente até chegar a zero. O came de perfil cicloidal minimiza as cargas iniciais e finais de impacto imposta nos flancos de abertura e fechamento e permite um bom controle da mola.

Podem-se visualizar algumas curvas de afastamento, velocidade e aceleração de

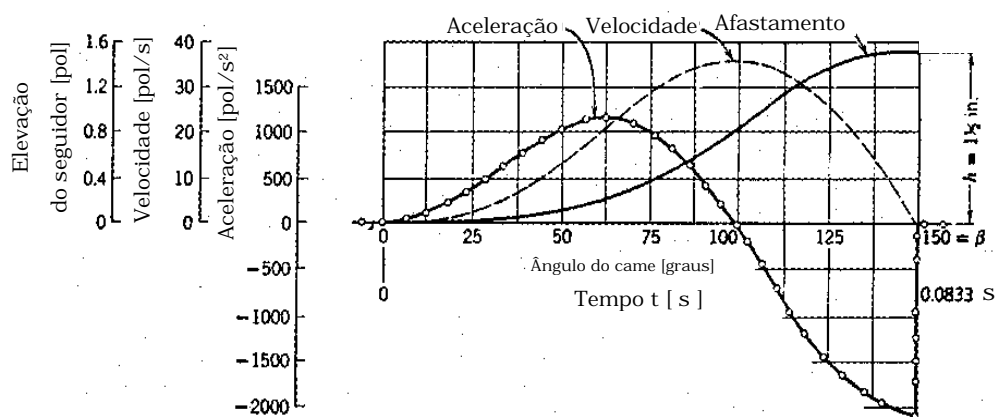
alguns tipos de came através das curvas da figura a seguir.



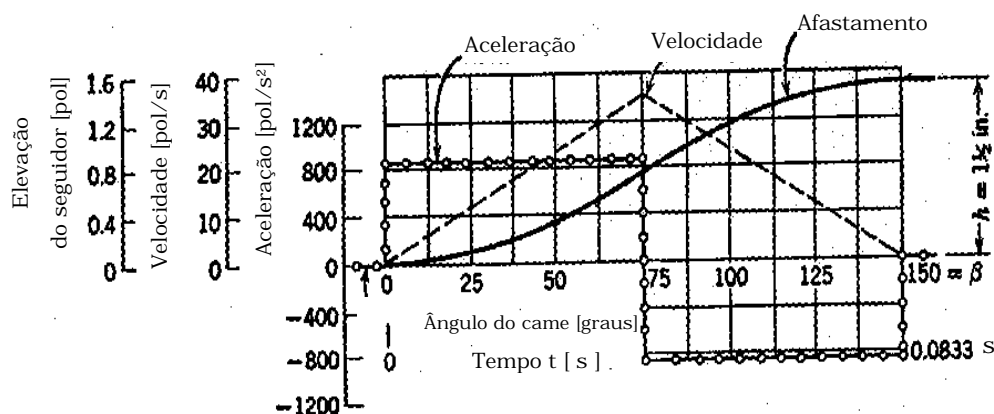
a) came cicloidal



b) came harmônico simples



c) came harmônico duplo



d) came parabólico

Figura 3.8.: Curvas características de perfis de cames. (modificadas de ROTHBART, 1956)

3.4 – Força de inércia do trem de válvulas versus perfil do came e controle da mola.

Para que as válvulas operem efetivamente o came deverá satisfazer duas exigências básicas, a saber:

- 1) uma abertura e fechamento rápidos das válvulas para maximizar o enchimento e exaustão dos cilindros,
- 2) uma baixa desaceleração do seguidor a medida que este se aproxima da elevação máxima e uma baixa aceleração quando começa a descida (fechamento de válvula) do seguidor, assim a força de retorno exercida pela mola de válvulas será minimizada.

Estas duas exigências são parcialmente alcançadas se for encurtado o intervalo do flanco e aumentado o intervalo do nariz do came dentro dos períodos de abertura e fechamento de válvulas.

Qualquer movimento do trem de válvulas produz força de inércia que pode ser positiva ou negativa. Forças positivas são consideradas como aquelas que tendem a pressionar o seguidor contra o contorno do came e as forças negativas tendem a separar os dois. As forças negativas são consideradas como sendo as forças críticas, e se opõem a estas, as forças originadas pelas molas de válvulas. Se estas forças de inércia negativas são muito grandes, se torna necessário usar molas rígidas para evitar que ocorra o salto. Infelizmente, esta mesma carga da mola se adiciona à carga de inércia durante os períodos de aceleração positiva e

desaceleração, aumentando por consequência as tensões sobre o came e seguidor o que acarretará desgaste e danos aos flancos do came e nas faces de contato do seguidor.

3.4.1 – Controle da mola de válvulas

A rigidez da mola do trem de válvulas representa uma importante característica relacionada à manter o movimento de elevação real da válvula próximo ao movimento de elevação projetado do came. Se esta rigidez é muito alta, grandes tensões serão impostas aos componentes atuados por esta, e uma severa pressão entre as faces de contato entre o came e o seguidor poderá causar desgaste devido a um colapso no filme de lubrificante. Se a rigidez é muito baixa pode haver dois problemas em alta velocidade. O primeiro é que a mola não conseguirá manter o seguidor em contato com o perfil do came de acordo com a mudança de movimento do seguidor de aceleração para desaceleração no meio da região de elevação do nariz do came. O segundo é quando a válvula fecha, a pequena pré carga da mola não é suficiente para prevenir o impacto do assentamento de válvulas, fazendo com que esta salte e repique pelo menos uma ou duas vezes antes do fechamento completo desta.

3.5 – Teoria do impacto

O impacto ou choque, é uma colisão que ocorre entre dois corpos em um pequeno intervalo de tempo durante o qual exercem entre si forças relativamente grandes. A normal comum às superfícies em contato durante o choque é denominada *linha de choque*. Caso os centros de massas de ambos os corpos estejam nesta linha, o choque é dito central. Caso não estejam, o choque é dito excêntrico. (BEER e JOHNSTON, 1956)

Quando as velocidades de ambos os corpos são dirigidas segundo a linha de choque, então temos um choque direto. Já quando cada um dos corpos ou ambos se deslocam segundo uma linha que não é a de choque, temos um choque oblíquo.

3.5.1 – Choque Central Direto

Considerando dois corpos de massas m_A e m_B se deslocando com velocidades v_A e v_B em uma mesma reta em mesmo sentido, se v_A é maior que v_B , então, os dois corpos se chocarão. Devido ao choque, ambos os corpos se deformarão, e durante o período de deformação se deslocarão com velocidade u . Após o período de

deformação se seguirá o período de restituição e, após este, dependendo das características dos materiais envolvidos e da grandeza das forças de impacto, os corpos recuperarão suas formas originais ou se deformarão permanentemente. As velocidades dos corpos após o período de restituição serão v'_A e v'_B e considerando que as únicas forças impulsivas atuantes durante o choque são as forças internas, a quantidade de movimento do sistema se conserva. Assim temos:

$$m_A \cdot v_A + m_B \cdot v_B = m_A \cdot v'_A + m_B \cdot v'_B \quad (3.1)$$

Considerando que a única força impulsiva que atua no corpo A durante o período de deformação seja a força W exercida pelo corpo B, temos:

$$m_A \cdot v_A - \int W \cdot dt = m_A \cdot u \quad (3.2)$$

onde a integral dura o tempo do período de deformação. Considerando R a força exercida pelo corpo B sobre o corpo A durante o período de restituição, temos:

$$m_A \cdot u - \int R \cdot dt = m_A \cdot v'_A, \quad (3.3)$$

onde a integral dura o tempo do período de restituição.

Em geral o módulo de $\int R \cdot dt$ é menor do que o módulo de $\int W \cdot dt$ e a razão entre ambos é chamado de coeficiente de restituição, sendo designado por Cr . Assim, temos:

$$Cr = \frac{\int R \cdot dt}{\int W \cdot dt} \quad (3.4)$$

O valor de Cr está sempre entre 0 e 1, e depende dos materiais, forma, tamanho dos corpos e da velocidade de choque entre eles.

Resolvendo (3.2) e (3.3) para o corpo A e substituindo em (3.4), temos:

$$Cr = \frac{u - v'_A}{v_A - u}, \quad (3.5)$$

e de modo análogo para o corpo B temos:

$$Cr = \frac{v'_B - u}{u - v_B} \quad (3.6)$$

Existem dois casos particulares de choque que apresentam especial interesse, a

saber:

- a) $Cr = 0$, ou choque perfeitamente inelástico, onde $v'_A = v'_B$, sendo que não ocorre o período de restituição e ambos os corpos permanecem juntos após o impacto;
- b) $Cr = 1$, ou choque perfeitamente elástico, onde $v'_B - v'_A = v_A - v_B$, sendo que os corpos se separam após o choque com a mesma velocidade de antes do choque.

É importante observar que em ambos os casos a quantidade de movimento é conservada, porém para valores de Cr diferentes de 1, a energia do sistema não é conservada, sendo que parte desta energia é transformada em calor e parte é gasta em gerar ondas elásticas no interior dos corpos que se colidiram.

3.5.2 – Choque Central Oblíquo

Quando as velocidades dos corpos que se chocam não estão dirigidas segundo a linha de impacto, este choque é denominado oblíquo. Como as velocidades v'_A e v'_B dos corpos após o choque são desconhecidas em direção e módulo, a sua determinação requer o uso de quatro equações independentes.

Supondo que os corpos sejam lisos e sem atrito, escolhendo o eixo x segundo a linha de impacto e y segundo a tangente comum as superfícies em contato, e considerando que as únicas forças impulsivas que atuam são as forças internas dirigidas segundo o eixo x , podemos expressar que:

- a) a componente y da quantidade de movimento do corpo A é conservada,
- b) a componente y da quantidade de movimento do corpo B é conservada,
- c) a componente x da quantidade de movimento total do sistema é conservada,
- d) a componente x da velocidade relativa dos dois corpos após o impacto é obtida multiplicando-se a componente x da sua velocidade relativa antes do choque pelo coeficiente de restituição.

Assim, obtemos quatro equações independentes que podem ser resolvidas para as componentes das velocidades de A e B após o choque (BEER e JOHNSTON, 1956).

3.6 – Modelo matemático do trem de válvulas

A análise dinâmica do trem de válvulas é uma ferramenta necessária e útil para o

projeto de novos trens de válvulas ou modificação de componentes. Em resposta à crescente demanda por motores de maior velocidade e maior potência, engenheiros têm tentado obter maiores afastamento de válvulas e perfis de came mais agressivos no acionamento do trem de válvulas. No entanto, estas mudanças entram em conflito com as exigências de alta velocidade, tais como aumento da aceleração e forças aplicadas nas peças do trem de válvulas. Para obedecer a estas exigências, um modelo abrangente do trem de válvulas que pode prover um entendimento mais completo e uma previsão mais correta do movimento do trem de válvulas é necessário. (LEE e PATTERSON, 1997)

Desde de 1948 que simulações dinâmicas de trem de válvulas vem sendo utilizadas para se prever o seu comportamento, contribuindo assim para um melhor desenvolvimento e melhoramento dos componentes destes sistemas. E cada vez mais utilizam-se modelos mais complexos para se conseguir respostas cada vez próximas do comportamento real do trem de válvulas. No entanto, em modelagem dinâmica de sistemas de came e seguidor, cujos componentes têm massa e propriedades elásticas distribuídas ao longo dos mesmos de acordo com suas dimensões físicas, a prática usual tem sido reduzir tais sistemas a um sistema massa-mola-amortecedor simples cujas massas efetivas de cada um dos componentes é considerada como sendo concentradas. Porém, tais simplificações da mola de válvulas como um sistema de massa concentrada torna impossível conseguir um comportamento dinâmico acurado do trem de válvulas. (LEE e PATTERSON, 1997)

Segundo Shigley (1969) para se analisar as vibrações de um sistema elástico, tal como o de came e seguidor, primeiro é necessário reduzir o sistema mecânico a um modelo matemático. Pode-se adotar um modelo simples que seria fácil e rápido de ser analisado, porém teria pouca concordância entre os resultados conseguidos e os resultados reais. Por outro lado, modelos complexos dariam boa concordância com os resultados reais, porém requereriam grandes recursos computacionais e longo tempo para serem conseguidos. Assim, o projetista deve aliar a fidelidade dos resultados que deseja com os recursos que tem disponível.

De acordo com Rego e Martins (2001) o método de massa concentrada é a mais largamente utilizada técnica de modelagem nesta área, sendo que neste método os componentes do trem de válvula podem ser assumidos como compostos por uma ou mais massas concentradas. A escolha do modelo deve se basear em dois

fatores principais, a saber, a habilidade do modelo em simular acuradamente o trem de válvulas e o tempo de computação requerido para executar a simulação, também chamado de eficiência computacional.

3.6.1 – Modelo matemático teórico

Para o desenvolvimento deste estudo, o modelo dinâmico desenvolvido por Lee e Patterson (1997) será apresentado como exemplo.

O modelo real do trem de válvulas consiste de haste, seguidor, balancim, cames, válvula e mola. Todos eles têm massa e propriedades elásticas distribuídas ao longo do sistema de acordo com suas dimensões físicas. Como dito anteriormente, uma prática usual é reduzir o sistema real a um sistema massa-mola-amortecedor concentrando a massa efetiva de cada corpo. Na pesquisa apresentada por Lee e Patterson (1997) a mola foi modelada como um sistema de parâmetro distribuído para assegurar um comportamento das características de vibração mais próximas à realidade. Assim, o esquema do trem de válvulas utilizado pode ser visto na figura 3.9, e o modelo matemático do mesmo pode ser visto na figura 3.10.

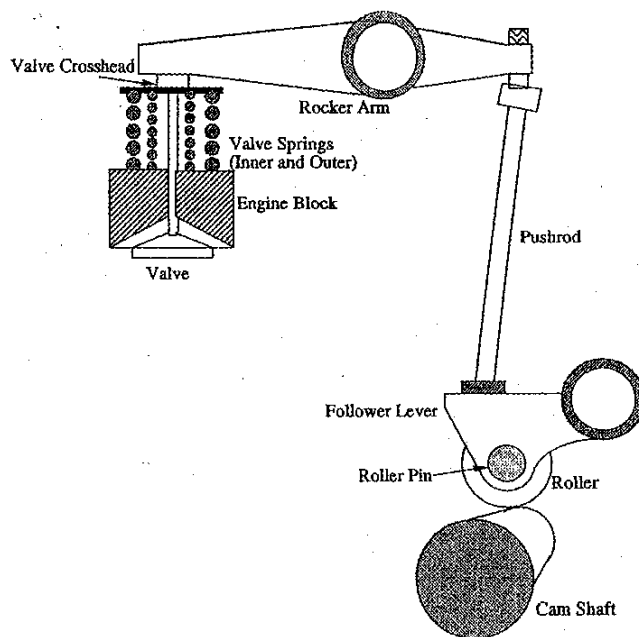


Figura 3.9.: Esquema do modelo do trem de válvulas.(LEE e PATTERSON, 1997)

Para o modelo matemático da figura 3.10 tem-se:

M_1 , M_2 , M_3 e M_4 : massa equivalente do seguidor, massa da haste, massa da válvula e massa do sistema de fixação da válvula à mola, respectivamente,

R_i : raio do pivô do balancim,

I : momento de inércia de massa do balancim,

F_{sp} : força da mola aplicada à válvula,

F_0 : força de pré montagem da mola

$C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9$: coeficiente de amortecimento entre o came e o seguidor, entre o seguidor e a haste, entre a haste e o balancim, entre o balancim e o sistema de fixação da válvula, entre o sistema de fixação da válvula e a válvula, entre a válvula e a sede da válvula, externo na alavanca do seguidor, coeficiente de fricção no pivô do balancim, coeficiente de amortecimento externo do sistema de fixação da válvula, externo da válvula, respectivamente.

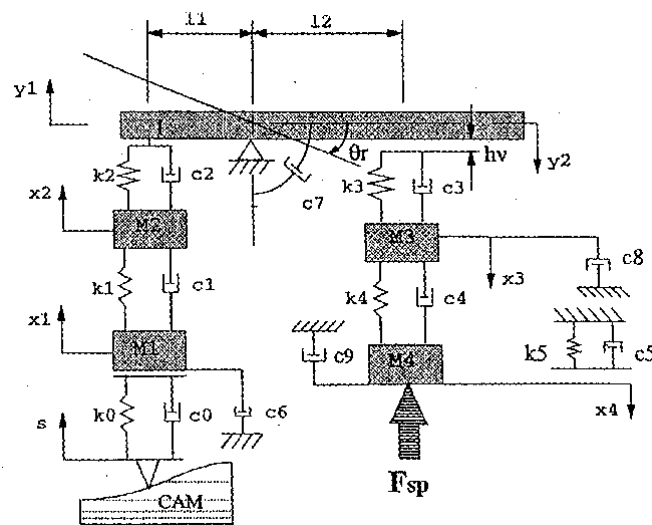


Figura 3.10.: Modelo matemático do trem de válvulas. (LEE e PATTERSON, 1997)

$k_0, k_1, k_2, k_3, k_4, k_5$: coeficiente de rigidez entre o came e o seguidor, entre o seguidor e a haste, entre a haste e o balancim, entre o balancim e o sistema de fixação da válvula, entre o sistema de fixação da válvula e a válvula e, entre a válvula e a sede da válvula, respectivamente.

x_0, x_1, x_2, x_3, x_4 : deslocamento do seguidor, da haste, do sistema de fixação da válvula e da válvula, respectivamente.

y_1 : deslocamento do balancim do lado do seguidor,

y_2 : deslocamento do balancim do lado da válvula,

l_2/l_1 : braços de alavanca do balancim,

h_v : valve lash,

θ_r : ângulo de rotação do balancim, e s : elevação do came.

CAPÍTULO 4

RUÍDO

Este capítulo relata a teoria sobre como os motores de combustão interna, através de seus conjuntos e sistemas funcionais, atuando como fontes causadoras de vibração que geram ruídos. Mostra também, quais são os mecanismo de transmissão destes ruídos para o meio externo e como uma variação nos parâmetros do motor, tais como velocidade, tamanho e carga submetida ao mesmo influenciam nos níveis de vibração e de ruído gerados.

4.1 – Fontes geradoras de ruídos em motores de combustão interna

Do ponto de vista da fonte de geração de ruído, os veículos podem ser classificados pelo seu peso, capacidade ou potência, assim temos: veículos comerciais (pesados e leves), veículos de serviço público, veículos pequenos, veículos grandes e veículos de grande performance. A intensidade do ruído depende do comportamento do veículo e do seu tipo. (ARROYO, 2001)

As fontes geradoras de ruído em veículos, mostradas na figura 4.1, podem ser atribuídas aos seguintes meios:

- a) O motor de propulsão;
- b) A estrutura do veículo;
- c) O ruído aerodinâmico, proveniente da velocidade do mesmo;
- d) A transmissão;
- e) O sistema de direção e suspensão;
- f) O sistema de freio,;
- g) Os pneus;
- h) O sistema de escapamento;
- i) Outros.

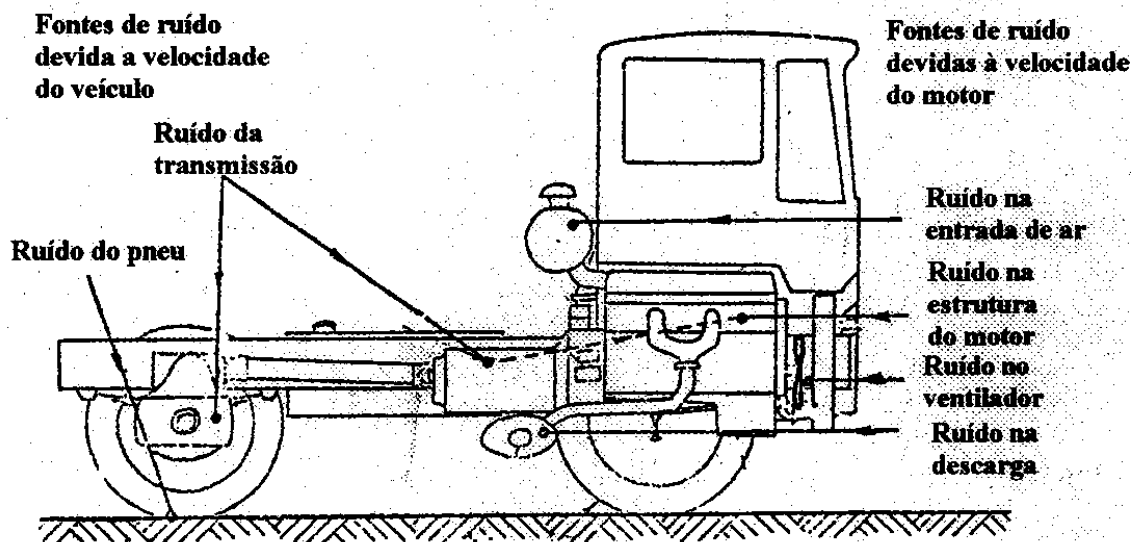


Figura 4.1.: Fontes de ruídos em veículos. (ARROYO, 2001)

O motor de combustão interna, que faz parte do grupo de propulsão do veículo, pode ser considerado integrado pelos seguintes sistemas ou conjuntos: mecânico, admissão, descarga, alimentação, lubrificação, elétrico e de automação e controle, refrigeração e distribuição, sendo que cada um destes pode ser considerado como uma fonte de ruído de diferentes intensidades.

As maiores fontes de geração de ruído do motor podem ser assim identificadas (ARROYO, 2001):

1. Entrada de ar;
2. Combustão no interior do motor
 - descarga,
 - vibrações provocadas pela combustão,
3. Mecânica do motor
 - mecanismo pistão biela virabrequim,
 - sistema de distribuição,
4. Engrenagens;
5. Outras fontes
 - ventilador,
 - correias,
 - bombas,

- rolamentos, e
- mancais.

Os três parâmetros básicos do motor de combustão interna como fonte geradora de ruído em veículos, de acordo com Arroyo (2001), são a velocidade do motor, o tamanho e a carga submetida ao motor. Em relação a velocidade do motor a relação com a geração de ruído é direta e depende com o tipo de motor, e de acordo com resultados experimentais, segue a relação:

$$I = f (N^a) \quad (4.1)$$

Onde:

I = nível de ruído,

N = RPM do motor,

a = constante que depende do tipo de gasolina, sendo a = 5 para motores a gasolina e a = 2,5 para motores a Diesel.

Com relação ao tamanho do motor, verifica-se que o nível de ruído tem relação direta com a capacidade de ar por cilindro do motor, e segue a seguinte relação:

$$I = f (V^b) \quad (4.2)$$

Onde:

b = 1,75 para todos os motores utilizados no experimento,

V = capacidade de ar do motor em litros.

Já com relação a carga do motor, o nível de ruído permanece constante com a pressão média efetiva do motor, e segue a relação:

$$I = f (L^c) \quad (4.3)$$

Onde:

L = pressão média efetiva em lb/pol²

C = 0.

Ainda segundo tais estudos, percebe-se que o nível de ruído aumenta quando se aumenta o diâmetro do pistão e que o menor nível de ruído é produzido por motores a gasolina e os maiores níveis são produzidos por motores de dois tempos, como pode ser visto nas figuras 4.2 a e b.

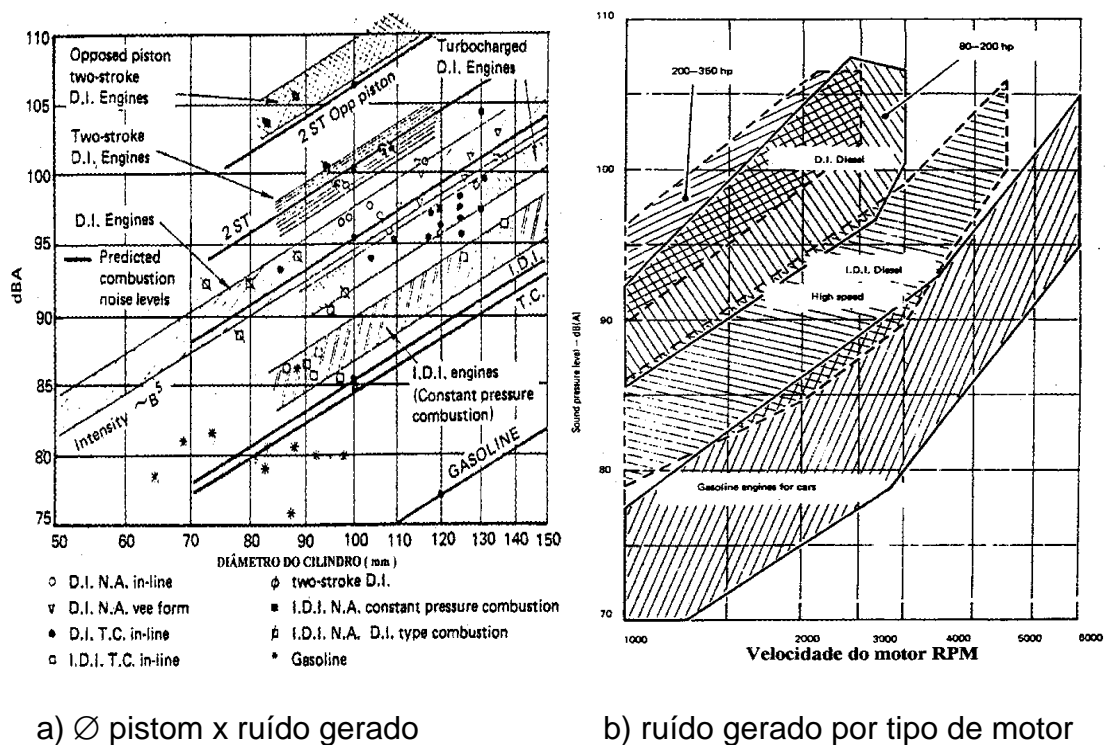


Figura 4.2.: Relação entre o nível de ruído gerado pelo motor em função do diâmetro do pistão para vários tipos de motores à 2000 RPM, e em função do tipo de motor. (ARROYO, 2001)

Os motores de combustão interna são fontes de geração de ruído, sendo que tal ruído emitido é geralmente classificado com a seguir (LEE e WHITE, 1997 apud VELOSO, 1999):

- gerado pelo ar, através do fluxo turbulento do mesmo;
- gerado pela estrutura, através da vibração de seus componentes.

As forças de excitação que estão envolvidas durante o funcionamento dos motores devidas ao processo de combustão interna são:

- forças de combustão, induzidas pela ignição da mistura ar/combustível e se repetem a cada duas revoluções do virabrequim;
- forças inerciais, decorrente da inércia dos componentes;
- forças mecânicas, gerada pelo impacto entre os componentes, que aumentam com o aumento da distância entre os mesmos e com o aumento da velocidade de movimento destes.

Ainda segundo Lee e White (1997) apud Veloso (1999) as forças de combustão geram componentes de meia ordem e seu espectro é distribuído sobre um largo

intervalo de frequência, com decaimento da energia como uma função de frequência. Já no caso das forças inerciais, os componentes de primeira e segunda ordem dominam os termos de ordem superior.

O virabrequim, o bloco do motor e as válvulas, se constituem caminhos de transferência, sendo excitados em vibração pelas forças de combustão e pelas forças inerciais. Seu espectro tem harmônicos com um período de duas vezes a rotação do motor e tem picos nas suas frequências naturais. Tais vibrações se propagam pela tampa de válvulas e outras partes da estrutura do motor. A partir desta análise pode-se verificar a existência de várias fontes de ruídos em motores, podendo-se classificá-los em cinco grupos principais:

- ruídos periódicos, caracterizados por harmônicos na velocidade de rotação do motor;
- ruídos gerados pela vibração de ressonância das estruturas com baixo amortecimento;
- sinais tonais de alta frequência, gerados por componentes em rotação como radiador, compressor, etc.;
- ruídos de banda larga, gerados pelo fluxo de ar do sistema de admissão e exaustão;
- ruídos impulsivos, gerados pelo impacto de abertura e fechamento das válvulas e impacto dos pistões entre outros.

Já a cabeça do cilindro, pistão e biela são tão rígidos, se considerarmos os caminhos de transferência, que não são excitados significativamente pelas forças de combustão e impacto.

De acordo com Baxa (1982) apud Veloso (1999) pode-se classificar os ruídos gerados por motores de duas maneiras, a saber:

- Pela característica do ruído:
 - Ruído aerodinâmico, gerado pela exaustão e admissão dos gases, bem como pelos ventiladores de refrigeração e ventiladores auxiliares;
 - Ruído de combustão, emitido pela vibração das superfícies das estruturas, componentes e acessórios do motor excitados pelas forças do processo de combustão;

- Ruído mecânico, emitido pela vibração das superfícies das estruturas, componentes e acessórios do motor excitados pela rotação e movimento recíprocante dos componentes.
- Pela fonte do ruído:
 - Ruído do sistema de exaustão, gerado pelo fluxo de gases do sistema de exaustão e vibração de seus componentes;
 - Ruído do sistema de admissão, gerado pelo fluxo de ar do sistema de admissão e vibração de seus componentes;
 - Ruído do sistema de refrigeração, gerado pelo ventilador e seus componentes;
 - Ruído da superfície do motor, emitido pela vibração dos componentes do motor originada pela combustão e impacto dos componentes em rotação e movimento.

4.2 – Processos de geração de ruído e vibração em motores de combustão interna

Durante o funcionamento do motor, entre a compressão e a expansão dos gases resultante da explosão, forças de excitação são exercidas sobre o pistão e na cabeça do cilindro. Tais forças geram vibração e ruído de combustão. Já o ruído mecânico ocorre devido às variações cíclicas que se tem durante o funcionamento do motor, que geram vibrações decorrentes das forças por impactos, produzindo vibração e, por consequência, ruído que se propaga pela tampa de válvulas, reservatório de óleo e outros componentes. Ocorrem também vibrações nas paredes do cilindro e nos dutos d'água resultantes das forças da batida de pistão. Outras forças de impactos se originam do movimento entre o virabrequim e os mancais devido às folgas ali existentes. Tais vibrações são transmitidas pela estrutura para as superfícies externas do motor, gerando-se assim ruídos, que são por consequência irradiados.

Devido às forças geradas pela combustão na cabeça dos pistões, geram-se vibrações nos componentes envolvidos na transmissão de movimentos de translação e rotação, causando ruído que se propaga através de outros componentes do motor. (VELOSO, 1999)

Tal mecanismo pode ser observado na figura 4.3.

De acordo com a AVL (1994 – 1996) o ruído gerado pelas válvulas se torna cada vez mais importante por causa do processo de redução do ruído proveniente da combustão e dos pistons.

Existem basicamente dois tipos de mecanismo de excitação do trem de válvulas:

1. Impulso de excitação: pode haver uma perda de contato entre os componentes do trem de válvulas devido ao impulso na abertura e fechamento da válvula,
2. Força de excitação: forças de excitação são causadas por variação de forças de inércia, por oscilação do trem de válvulas, ou por solavanco na transição entre a lubrificação hidrodinâmica e o contato metálico.

Segundo a AVL (1994 – 1996), em baixas e médias velocidades do motor, impulsos de excitação predominam e em altas velocidades do motor as forças de excitação predominam.

De acordo com estudos realizados pela AVL (1994 – 1996) as forças envolvidas no trem de válvulas são diferentes daquelas supostas pelas considerações cinemáticas por causa do comportamento dinâmico do trem de válvulas.

Ainda de acordo com estes estudos, as excitações que causam o ruído de válvulas ocorrem na abertura e fechamento das mesmas. O perfil do cames é a principal influência neste ruído. O cames bate no trem de válvulas durante a abertura de válvulas devido a folga entre o cames e o tucho, e durante o fechamento de válvulas, esta bate na sede de assentamento, e se a velocidade no momento destes contatos é aumentada, a excitação que causa ruído irá aumentar também. (AVL, 1994 - 1996)

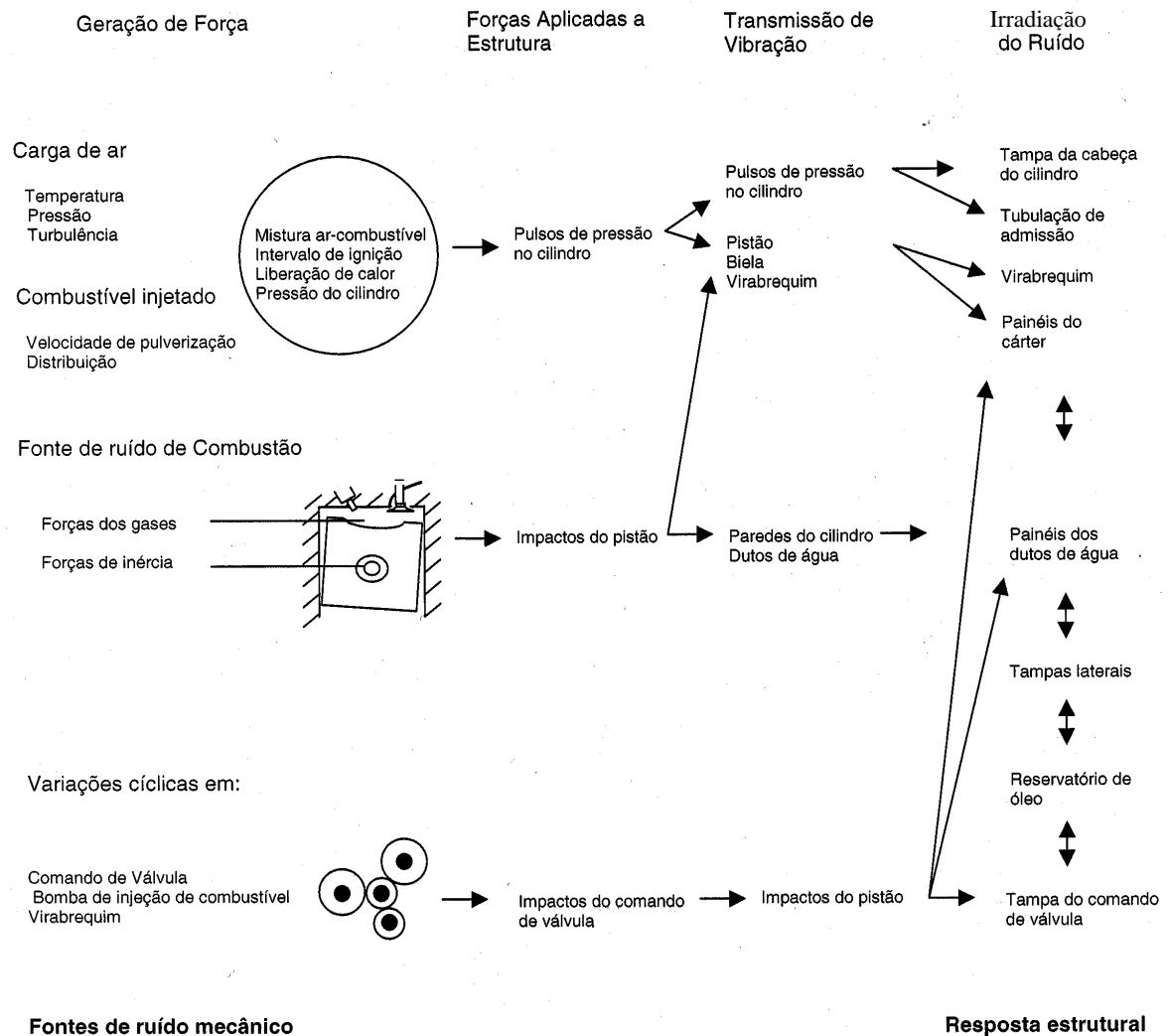


Figura 4.3.: Processo de geração de ruído e vibração nos motores de combustão interna. (VELOSO, 1999)

CAPÍTULO 5

TÉCNICAS PARA ANÁLISE DE SINAIS

Neste capítulo são descritas as técnicas de análise de sinal estudadas para a elaboração dos dados de ruído e vibração mensurados durante os testes realizados com os motores previamente montados para este fim. São mencionados também alguns cuidados que devem ser tomados para se realizar corretamente as medições de ruído e vibração.

5.1 – Técnicas de análise de ruído e vibrações mecânicas

Em um processo de aquisição de dados de ruído e vibrações, normalmente o sinal obtido está no domínio do tempo. A análise de tais dados, estando no domínio do tempo, se torna difícil pelo fato de se ter ruídos indesejáveis tais como ruído triboelétrico, ruído eletromagnético, ruído acústico, influência de campos magnéticos, radiação nuclear e outros mais. (RADE, RIBEIRO e DUARTE, 2000)

Existe também a dificuldade de se verificar a presença de frequências características do sinal mensurado, da presença de harmônicos. Por tanto faz-se necessária uma preparação do sinal para que se possa fazer uma análise detalhada dos dados obtidos. Para facilitar este processo, algumas técnicas podem ser utilizadas para se retirar do sinal original as informações que são relevantes para o trabalho que está sendo desenvolvido. Algumas destas técnicas são descritas a seguir. (VELOSO, 1999)

5.2 – Média no domínio do tempo – TDA (TIME DOMAIN AVERAGE)

Tal técnica consiste em se fazer uma média do sinal original, quando esse tem a repetição de vários períodos, de modo a se obter um período médio. Representa-se esta técnica pela equação a seguir:

$$y(iT) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{r=0}^{N-1} x(iT - rM \cdot T) \quad (5.1)$$

onde :

y (iT): o período médio,

N : o número de períodos,

$x(iT)$: são os períodos,

M : o número de pontos por período,

T : o tempo total.

A demonstração gráfica de tal técnica pode ser visualizada na figura 5.1.

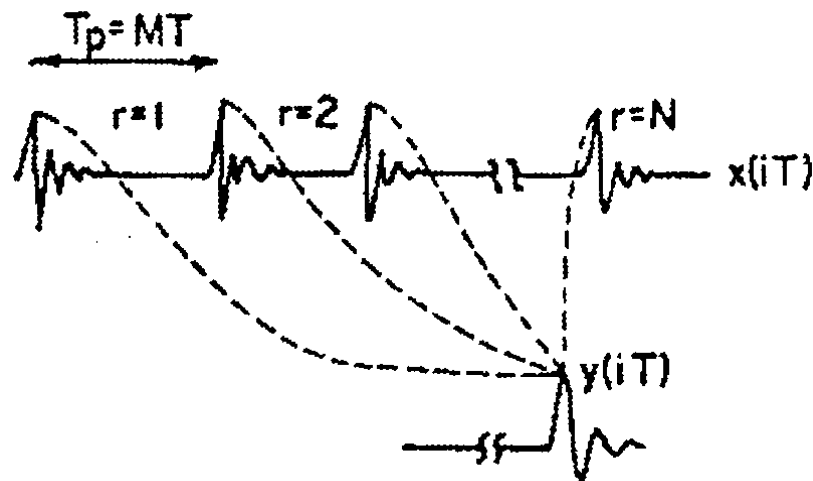


Figura 5.1.: Média no domínio do tempo (DUARTE, 2002 (a))

Tal técnica permite promover uma filtragem linear do sinal original, reduzindo consideravelmente os dados, pois somente um período do sinal é retido. (VELOSO, 1999)

De acordo com Duarte (2002 (a)) a TDA é um filtro tipo “pente”, onde a frequência fundamental e suas harmônicas são transmitidas com ganho unitário, e a atenuação das outras componentes aumenta com o número de médias N , como pode ser visto na figura 5.2.

A principal aplicação da TDA é filtrar uma frequência fundamental e seus harmônicos, para análise posterior.

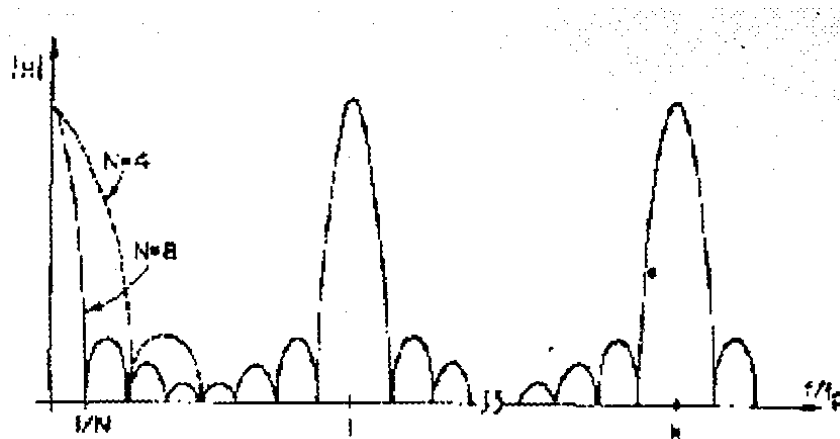


Figura 5.2.: Resposta em frequência do TDA (DUARTE, 2002 (a)).

5.3 – Transformada rápida de Fourier (FFT – FAST FOURIER TRANSFORM)

Pode-se fazer também, para facilitar análise do sinal original, a transformação deste, que está no domínio do tempo, para o domínio da frequência através da Transformada de Fourier, e no caso de sinais amostrados, através da FFT. Tal transformada é dada pela seguinte equação:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi \cdot f \cdot t} dt \quad (5.2)$$

onde :

$X(f)$: amplitude do sinal no domínio da frequência,

$x(t)$: amplitude do sinal amostrado no domínio do tempo

Para os limites de integração -8 a +8, verifica-se que esta equação é válida para um sinal contínuo e infinito, se tornando portanto, uma formulação inviável para situações reais. Portanto pode-se supor que o sinal amostrado $x(t)$, exista para o intervalo de tempo de 0 até T, e vale zero para os outros valores de T. Assim a Transformada de Fourier é dada por:

$$X(f) = \int_0^T x(t) \cdot e^{-j2\pi \cdot f \cdot t} dt \quad (5.3)$$

Através desta equação, pode-se obter a resposta em frequência para determinado sinal, e para sinais discretos, utiliza-se a FFT para sua transformação. (VELOSO, 1999)

Por expansão de séries de Fourier tem-se:

$$x(t) = \sum_{-\infty}^{\infty} A_n \cdot e^{j \frac{2\pi \cdot n \cdot t}{T}} \quad (5.4)$$

onde:

$$A_n = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot e^{j \frac{2\pi \cdot n \cdot t}{T}} dt \quad (5.5)$$

Da equação (5.3), tem-se portanto:

$$X\left(\frac{n}{T}\right) = \int_0^T x(t) \cdot e^{j \frac{2\pi \cdot n \cdot t}{T}} dt \quad (5.6)$$

Portanto $X(n/T)$ determina A_n e, portanto, $x(t)$ para todo t , assim como determina $X(f)$ para todas as freqüências f . Tem-se portanto o teorema da amostragem no domínio da freqüência. Tomando-se $1/T$ como incremento da freqüência fundamental, temos o co-intervalo de Nyquist.

Se assumirmos que o sinal amostrado $x(t)$ exista somente no intervalo de 0 a T segundos e a transformada de Fourier $X(f)$ exista somente no intervalo de $-Y$ a Y (onde Y é um valor de freqüência finito), e considerando as funções $x(t)$ e $X(f)$ restritas nas suas propriedades no tempo e na freqüência, temos que somente um número finito de amostras discretas de tais funções são necessárias para descrever completamente $x(t)$ para todo t . Considerando a amostragem de $X(f)$ nos pontos $1/T$ do co-intervalo de Nyquist, o número de pontos necessários para descrever $x(t)$ é:

$$N = 2YT \quad (5.7)$$

Tal equação independe da escala de freqüência de $-Y$ a Y .

Daí temos que o intervalo máximo amostrado para amostras igualmente espaçadas é de $\Delta t = 1/(2Y)$, assim a freqüência de amostragem $f_{\text{máx}} = 1/\Delta t$ deve ser maior ou igual ao dobro da maior freqüência a ser analisada pela Transformada de Fourier.

Tais considerações não são teoricamente possíveis, porém, na prática, utilizando-se intervalos de tempos finitos e filtros passa banda, estas considerações podem ser bastante aproximadas. (VELOSO, 1999)

Quando se trabalha com a FFT, deve-se ter cuidado para se evitar que ocorram alguns problemas, tais como “Aliasing” e “Leakage”.

5.3.1 - “Aliasing” ou fantasma

Tal problema ocorre quando existe a mistura entre as componentes de baixa e alta frequência dos dados originais utilizando-se um sinal amostrado com intervalo de tempo maior que $1/2Y$. Este fenômeno pode ser observado na figura 5.3.

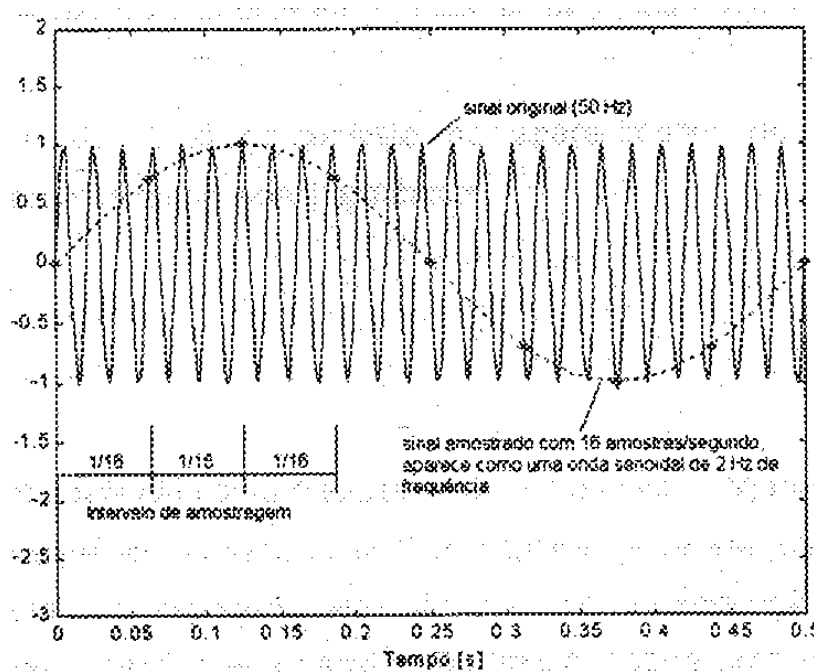


Figura 5.3.: Demonstração do Aliasing (VELOSO, 1999)

5.3.2 - “Leakage” ou vazamento

Tal problema consiste no aparecimento de componentes espectrais nas frequências diferentes do sinal original.

Existem duas situações nas quais pode ocorrer o vazamento.

A primeira ocorre quando se promove a Transformada de Fourier de um sinal $x(t)$ discretizado dentro de uma janela de comprimento T , sendo que esta percorre um número incompleto de períodos do sinal, assim o mesmo é tomado como periódico dentro de cada janela. Deste modo o sinal é descrito em termos de suas frequências fundamentais e em função de componentes de frequência que são múltiplas das frequências fundamentais. Assim, a energia do sinal não se distribui somente nas frequências fundamentais, mas também aparece picos nos harmônicos desta.

A segunda maneira de ocorrer o vazamento ocorre quando um sinal com frequência f é discretizado utilizando-se um determinado Δf sem que ambos sejam múltiplos, ou seja, $f \neq n \cdot \Delta f$, com n sendo um inteiro diferente de zero. Neste caso a energia do sinal aparece em f e nos múltiplos de f e Δf . (VELOSO, 1999)

5.4 – Transformada de Hilbert

A transformada de Hilbert de um sinal $x(t)$ do valor real no domínio do tempo é outro sinal de valor real no domínio do tempo, sendo denotado por $\tilde{x}(t)$, de acordo com a equação a seguir:

$$z(t) = x(t) + j \tilde{x}(t), \quad (5.8)$$

que é um sinal analítico e complexo com a parte imaginária sendo a transformada de Hilbert da parte real.

A transformada de Hilbert tem várias propriedades, porém a que interessa para o estudo em questão é a que se relaciona a sinais modulados, ou seja o sinal é limitado por bandas. (VELOSO, 1999)

5.5 – Técnica do envelope

Segundo Duarte (2002 (b)) folgas excessivas e falhas iniciais em componentes de máquinas produzem uma série de impactos que se equivalem a excitações impulsivas atuando sobre a estrutura, excitando a máquina em suas frequências naturais. Assim a frequência de excitação é modulada pelas frequências naturais da máquina. Porém, estes impactos são de curtíssima duração, contendo uma taxa de energia muito alta e distribuída em todo o espectro de frequência.

De acordo com Veloso (1999) as falhas que ocorrem durante o funcionamento do motor e que geram impacto e que se repetem periodicamente provocam vibração, sendo que a técnica do envelope é capaz de mostrar os picos de vibração correspondentes a estas falhas. A simples medição do espectro não é eficiente em detectar estes picos devido aos altos níveis de vibração provenientes de outras fontes geradoras.

A técnica do envelope porém, permite não só detectar, como também diagnosticar falhas.

Tal técnica consiste em:

- Fazer a aquisição do sinal no domínio do tempo;
- Filtrar tal sinal com um filtro passa - banda, de acordo com a região que contém a frequência de interesse;
- Retificar o sinal filtrado, ou seja, fazer o módulo do mesmo;
- Utilizar um filtro passa – baixo, ou a Transformada de Hilbert, obtendo portanto o envelope do sinal, contendo as componentes de frequência de baixa modulação relacionadas as razões de impacto;
- Realizar a FFT do envelope para identificar a frequência de impacto.

Esta técnica pode ser visualizada através da figura 5.4.

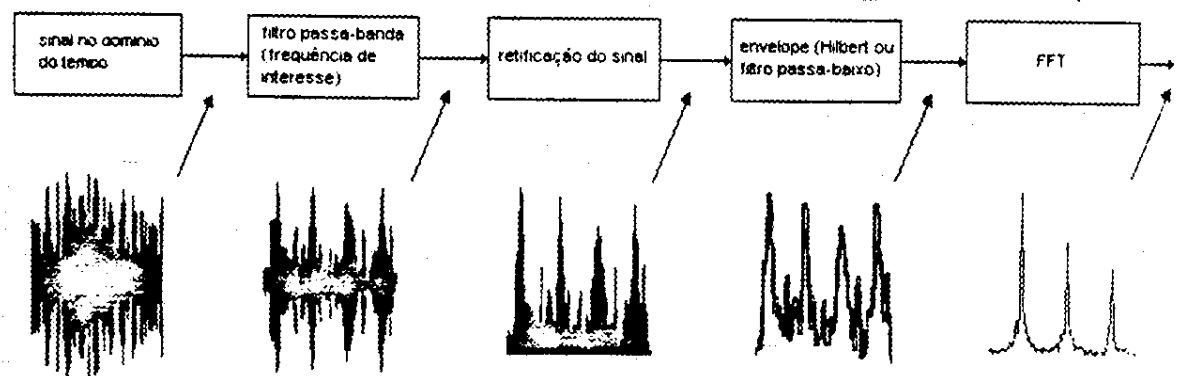


Figura 5.4.: Etapas da Técnica do envelope (VELOSO, 1999).

CAPÍTULO 6

ANÁLISE DO SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DO MOTOR FIRE 1.0 8 VÁLVULAS

Este capítulo descreve o sistema de distribuição real do motor Fire 1.0 8V e seus componentes. Faz uma análise cinemática do trem de válvulas utilizando dados reais do perfil do cames do eixo comando e, a partir destes dados são calculadas as velocidades, acelerações e forças envolvidas no mesmo. É apresentado também o modelo matemático do trem de válvulas a partir do qual são determinadas as forças atuantes no mesmo. São apresentados também os resultados referentes a estas forças.

6.1 – Descrição dos componentes

O sistema de distribuição do motor estudado é composto por eixo comando único posicionado no cabeçote que é acionado por correia dentada. Tal eixo atua diretamente sobre o trem de válvulas, sendo que a composição deste pode ser vista através da figura 6.1.

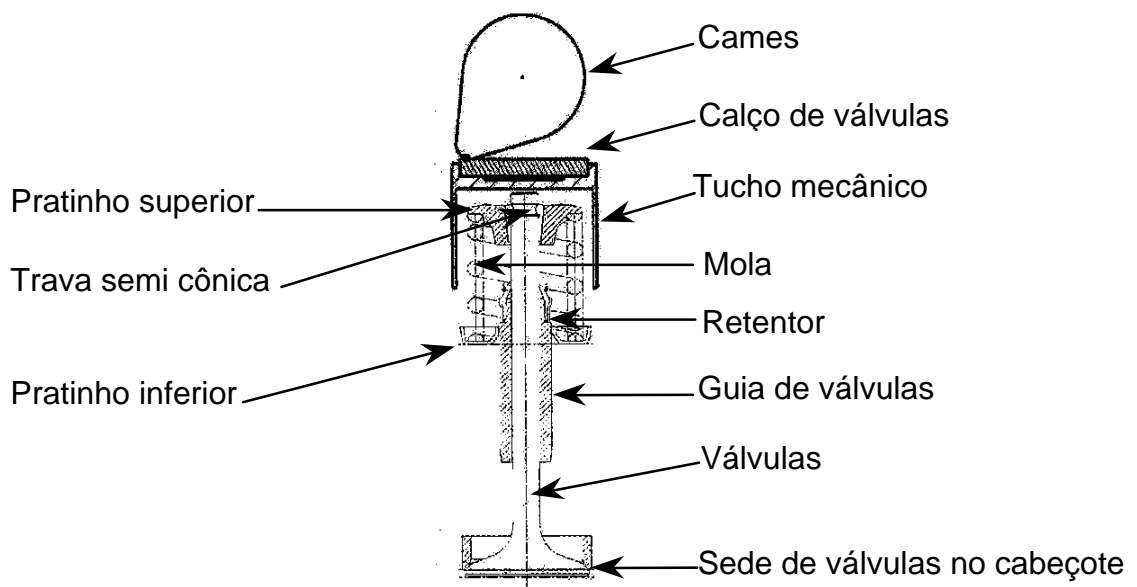


Figura 6.1.: Esquema e componentes do trem de válvulas do motor estudado.

As válvulas que são utilizadas neste motor são do tipo cogumelo e é utilizada apenas uma mola por válvula.

As massas dos componentes que atuam no diagrama de forças envolvidas no trem de válvulas estão listadas na tabela 6.1.

Tabela 6.1.: Massa dos componentes do trem de válvulas.

<i>Item</i>	<i>Descrição</i>	<i>Peso Médio (g)</i>
1	Eixo Comando de Válvulas	1677,30
2	Guia de Válvulas	-
3	Pratinho de Mola Superior	19,95
4	Pratinho de Mola Inferior	6,19
5	Trava Semi Cônica	1,00
6	Mola	35,97
7	Retentor de Válvula	-
8	Válvula de Escape	47,85
9	Válvula de Admissão	51,51
10	Retentor do Eixo Comando	-
11	Tucho Mecânico	46,42
12/13	Calço de Válvula	23,73

O cames do eixo comando do motor Fire 1.0 8V, de acordo com a FIAT AUTO (1987), tem o perfil que pode ser dividido em 3 partes e confrontando com Heisler (1995) descrito na seção 3.3.1 do capítulo 3 temos as seguintes divisões:

Região A: rampa de abertura e fechamento de válvulas,

Região C: flanco de abertura e fechamento de válvulas, e

Região B: faixa de abertura e fechamento do nariz do cames.

6.2 – Análise cinemática do perfil do cames

O afastamento imprimido às válvulas pelo perfil do cames do eixo comando do motor FIRE 1.0 8V foi conseguido através do desenho do produto em questão, e através destes dados foi criada a curva de levantamento da válvula em função do ângulo da árvore de manivelas (β), tal como mostra a figura 6.2.

O cálculo da velocidade de afastamento da válvula pelo cames foi feito através da variação do afastamento pela variação do ângulo de giro da árvore de manivelas, ou seja:

$$v = \frac{\Delta h}{\Delta b} \cdot \frac{w}{2} \quad (6.1)$$

onde:

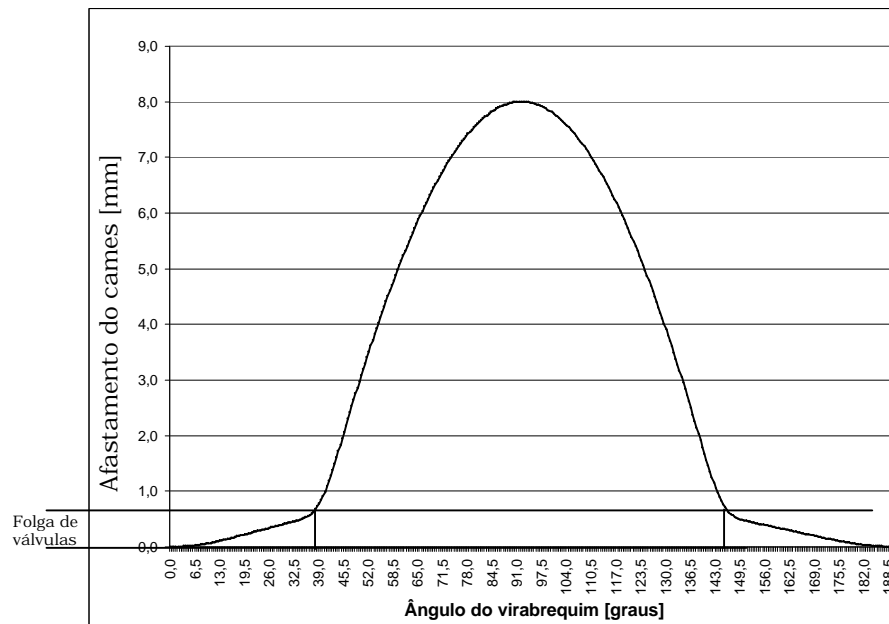


Figura 6.2.: Gráfico do afastamento da válvula em função de β .

v : velocidade de afastamento do cames imprimida ao trem de válvulas (mm/s),

h : afastamento do cames imprimido ao trem de válvulas (mm),

β : ângulo da árvore de manivelas, ou do virabrequim (graus),

ω : velocidade de rotação da árvore de manivelas (graus/s)

A figura 6.3 mostra a velocidade de afastamento do cames para três rotações do motor, sendo estas 850 rpm, 1500 rpm e 2500 rpm.

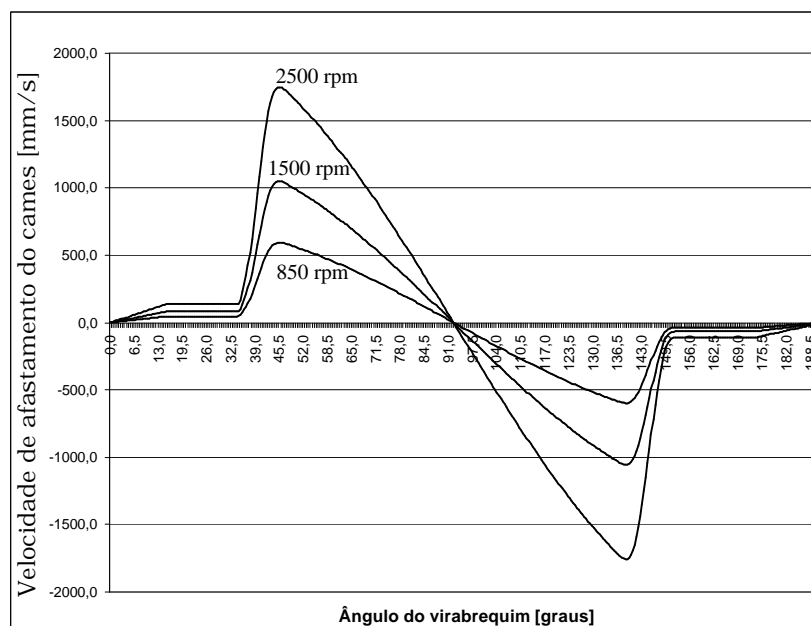


Figura 6.3.: Velocidade de afastamento imprimida pelo cames.

O cálculo da aceleração de afastamento imprimida ao trem de válvulas pelo cames foi feito através da variação da velocidade de afastamento pela variação do ângulo de giro da árvore de manivelas, ou seja:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta b} \cdot \frac{w}{2} \quad (6.2)$$

onde:

a: aceleração de afastamento do cames imprimida ao trem de válvulas (mm/s^2)

A figura 6.4 mostra a aceleração de afastamento do cames para as três rotações do motor mencionadas anteriormente.

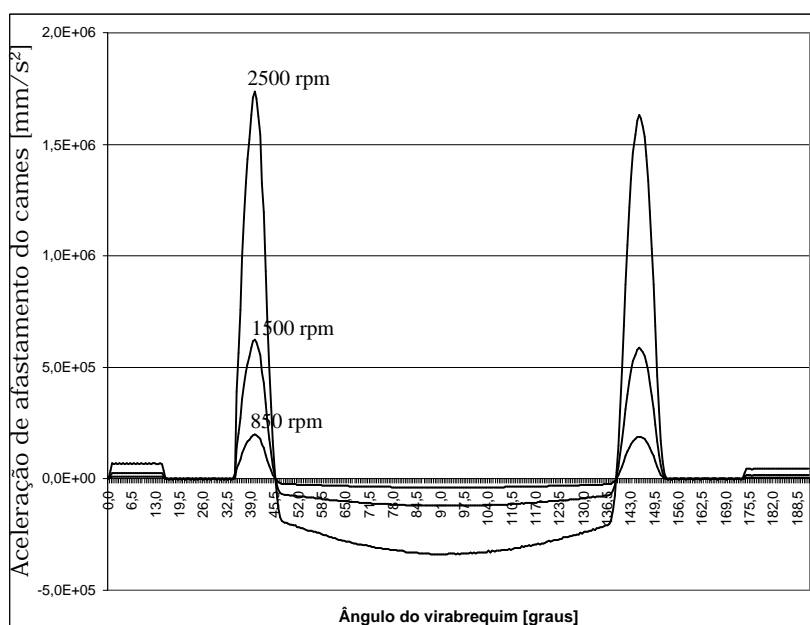


Figura 6.4.: Aceleração de afastamento imprimida pelo cames.

6.3 – Modelo matemático do sistema

Para o estudo em questão, o modelo matemático baseado no trem de válvulas mostrado na figura 6.1 pode ser observado no esquema a seguir. Para tal estudo adota-se o modelo de massas concentradas.

Para o esquema apresentado, tem-se:

M_1 , M_2 e M_3 são as massa concentradas do calço de válvula, do tucho e da válvula respectivamente,

x_1 , x_2 e x_3 são os deslocamentos das respectivas massas,

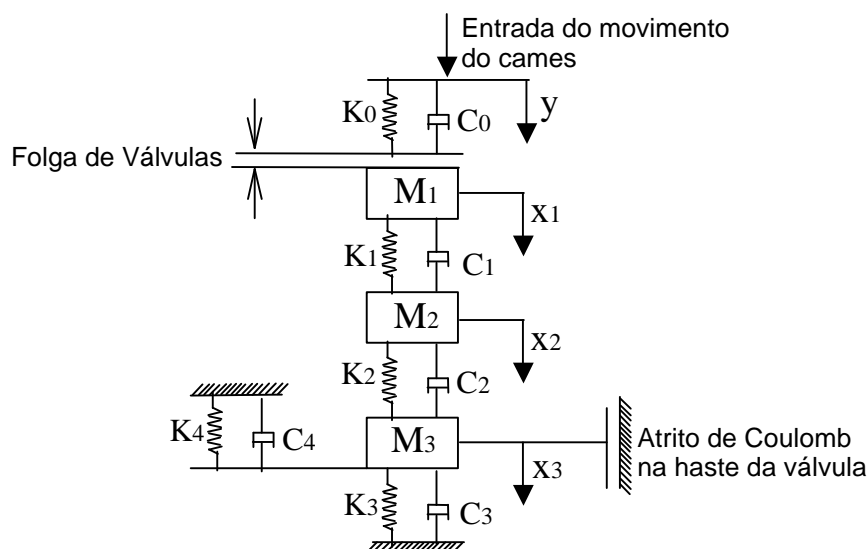


Figura 6.5.: Esquema do modelo matemático do trem de válvulas.

y é o movimento imposto pelo cames ao trem de válvulas,

K_0 e C_0 representam a rigidez e amortecimento no contato entre o cames e o calço de válvulas,

K_1 e C_1 representam a rigidez e amortecimento entre o calço de válvulas e o tucho,

K_2 e C_2 representam a rigidez e amortecimento entre o tucho e a válvula,

K_3 e C_3 representam a rigidez e amortecimento da mola do trem de válvulas,

K_4 e C_4 representam a rigidez e amortecimento entre a válvula e a sede de válvulas no cabeçote.

Os cálculos matemáticos para o modelo acima mostrado são bastantes complicados, pois existem várias variáveis e graus de liberdade envolvidos, o que exigiria um tempo de processamento relativamente grande. Se for considerado que o eixo de comando é completamente rígido assim como os demais componentes do trem de válvulas, tais como calço de válvulas, tucho e a própria válvula, pode-se reduzir o sistema inicial de três graus de liberdade para um modelo com um grau de liberdade, considerando os componentes como sendo apenas uma massa concentrada.

De acordo com Shigley (1969) o sistema de um grau de liberdade como o acima citado, considerando como sendo amortecido fornece bons resultados em comparação com a experiência e, pode ser utilizado para muitos mecanismos de cames. Assim, considerando as simplificações propostas acima, pode-se utilizar o modelo mostrado pela figura 6.6, abaixo, para estimar as forças envolvidas no trem

de válvulas do motor utilizado para este estudo.

Para o novo esquema apresentado, tem-se:

M_4 é a massa concentrada dos componentes do trem de válvulas,

x_4 é o deslocamento da massa M_4 .

As demais variáveis são as mesmas citadas para o modelo anterior.

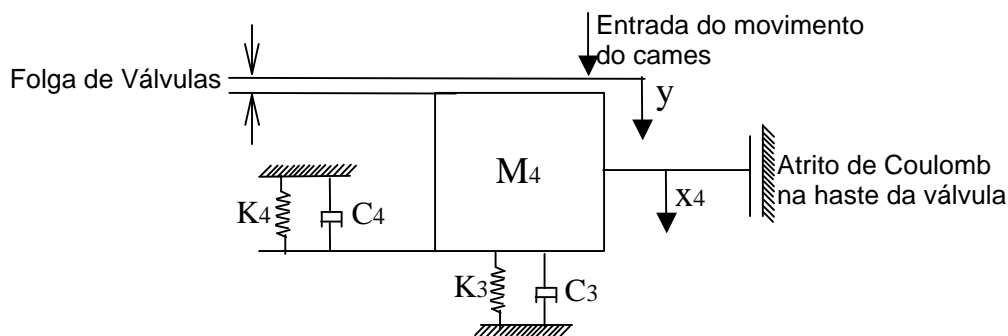


Figura 6.6.: Esquema do modelo matemático simplificado do trem de válvulas.

6.4 – Análise de forças atuantes

Para analisar as forças atuantes no trem de válvulas do motor em questão utilizam-se os modelos físicos e matemáticos mostrados nos esquemas das figuras 6.5, 6.6 e 6.7a e 6.7b.

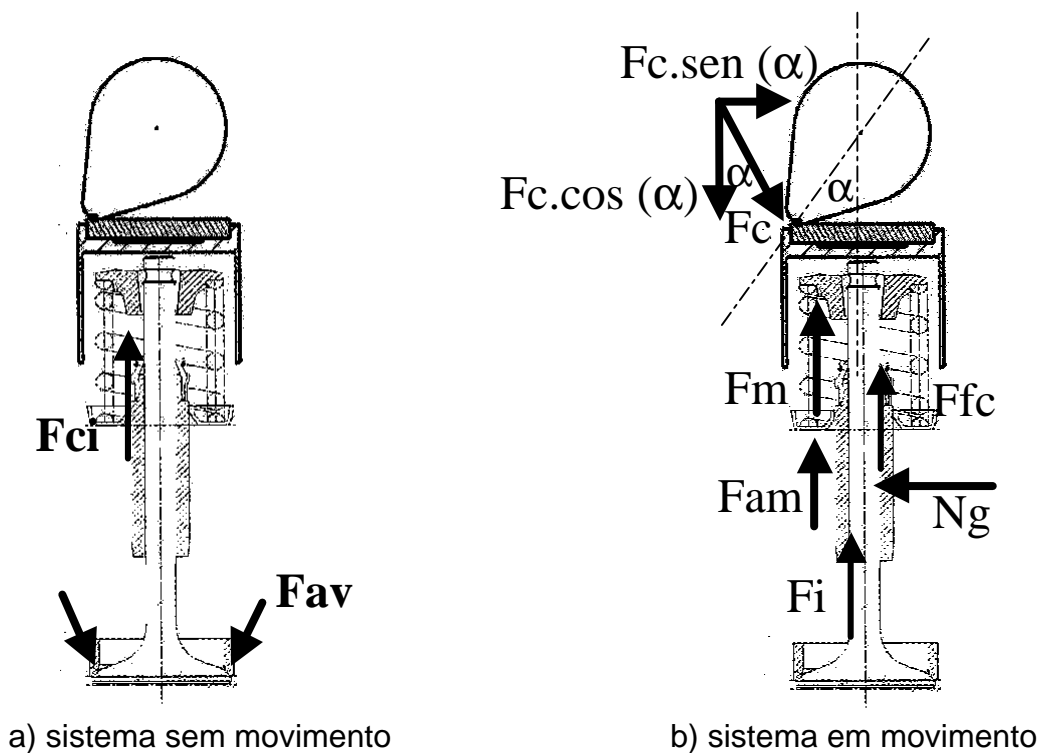


Figura 6.7.: Forças atuantes no trem de válvulas do motor estudado.

Sendo

F_i : força de inércia do trem de válvulas;

F_{ci} : força inicial da mola, devido a deslocamento inicial para montagem desta;

F_{av} : Força no assento de válvulas,

F_c : força exercida pelo came, que é perpendicular ao raio de curvatura;

F_{fc} : força de atrito de Coulomb;

F_m : força de reação da mola;

F_{am} : força de amortecimento da mola;

N_g : normal a guia de válvulas.

Utilizando-se tais figuras pode-se considerar as seguintes forças:

$$F_i = M_4 \cdot a \quad (6.3)$$

onde

a: aceleração da válvula.

$$F_m = F_{ci} + K_3 \cdot x_4 \quad (6.4)$$

Sendo

$F_{ci} = 300 \text{ N}$,

e para a mola utilizada no motor em questão temos:

$$K_3 = 42,6 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right].$$

$$F_{am} = C_3 \cdot v \quad (6.5)$$

Será utilizado um coeficiente de amortecimento aproximado e retirado da literatura disponível, pois não é conhecido o coeficiente de amortecimento da mola utilizada no motor em questão, uma vez que tal componente foi projetado na Alemanha e esta informação não faz parte das características obrigatórias do desenho da peça.

Segundo Shigley (1969) o coeficiente de amortecimento de uma mola varia normalmente entre 5% e 25% do seu amortecimento crítico. E para o cálculo da força de amortecimento da mola em questão será utilizado os coeficiente de amortecimento crítico seguinte.

$$C_{ac} = 0,401 \left[\frac{N \cdot s}{mm} \right].$$

Utilizando um percentual de 25% do coeficiente de amortecimento crítico para o cálculo do coeficiente de amortecimento da mola, tem-se, então:

$$C_3 = 0,1 \left[\frac{N \cdot s}{mm} \right].$$

Para a força de atrito de Coulomb tem-se:

$$F_{fc} = m_c \cdot N_g \quad (6.6)$$

onde:

m_c = coeficiente de atrito cinético,

$$N_g = F_c \cdot \text{sen}(a) \quad (6.7)$$

De acordo com Beer e Johnston (1976) os coeficientes de atrito dependem da área da superfície de contato e seus valores são raramente conhecidos com precisão maior que 5%. Assim sendo, alguns valores aproximados são dados na tabela 6.2.

Tabela 6.2.: Valores aproximados de coeficiente de atrito estático entre algumas superfícies secas (BEER e JOHNSTON, 1976).

ITEM	SUPERFÍCIES DE CONTATO	VALORES APROXIMADOS DE COEFICIENTE DE ATRITO ESTÁTICO
01	Metal em Metal	0,15 – 0,60
02	Metal em Madeira	0,20 – 0,60
03	Metal em Pedra	0,30 – 0,70
04	Metal em couro	0,30 – 0,60
05	Madeira em Madeira	0,25 – 0,50
06	Madeira em couro	0,25 – 0,50
07	Pedra em Pedra	0,40 – 0,70
08	Terra em Terra	0,20 – 1,00
09	Borracha em Concreto	0,60 – 0,90

Ainda segundo Beer e Johnston (1976) os valores de coeficientes de atrito cinético são 25% menores que os valores de coeficiente de atrito estático. Considerando que a guia de válvulas é feita de aço sinterizado e a rugosidade da haste da válvula

utilizada é muito baixa, será adotado um coeficiente de atrito estático de 0,15 portanto o coeficiente de atrito cinético será de 0,11. Ou seja:

$$m_t = 0,11.$$

Levando-se em consideração que o sistema está em equilíbrio, tem-se então:

quando o sistema não está em movimento

$$F_{ci} = F_{av}, \quad (6.8)$$

quando o sistema está em movimento

$$F_c \cdot \cos(a) - F_i - F_m - F_{fc} - F_{am} = 0 \quad (6.9)$$

Substituindo a equação 6.7 em 6.6 e resolvendo para 6.9 tem-se então,

$$F_c \cdot [\cos(a) - m_t \cdot \sin(a)] - F_i - F_m - F_{am} = 0 \quad (6.10)$$

Assim:

$$F_c \cdot [\cos(a) - m_t \cdot \sin(a)] - M_4 \cdot a - (K_3 \cdot x_4 + F_{ci}) - C_3 \cdot v = 0 \quad (6.11)$$

Nota-se que no momento que ocorre o fechamento de válvula o movimento do trem de válvulas que estava sendo controlado pelo comes é interrompido pelo assentamento da válvula na sua respectiva sede e, portanto neste momento temos:

$$F_{av} = F_c \quad (6.12)$$

6.5 – Resultados

As figuras 6.8 e 6.9 mostram respectivamente as representações gráficas das forças de inércia do trem de válvulas de admissão e escape calculadas pela equação 6.3.

Já a figura 6.10 mostra a força de amortecimento da mola estando o motor em 850 rpm, 1500 rpm e 2500 rpm sendo calculada através da equação 6.5.

A figura 6.11 mostra a força de reação da mola devido à pré carga de montagem e devido ao deslocamento da mesma imposto pela atuação do comes no trem de válvulas. Tal força é calculada pela equação 6.4.

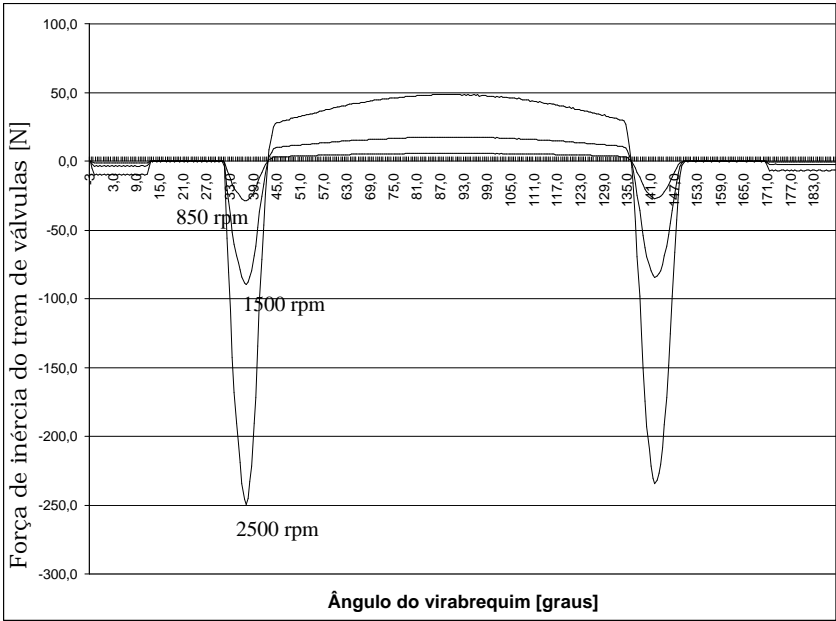


Figura 6.8.: Força de inércia do trem de válvulas de admissão.

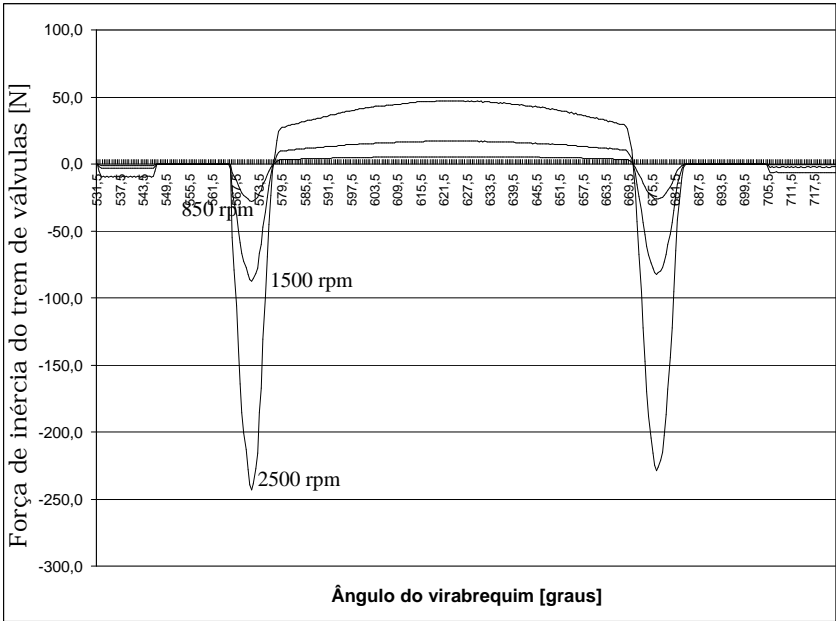


Figura 6.9.: Força de inércia do trem de válvulas de escape.

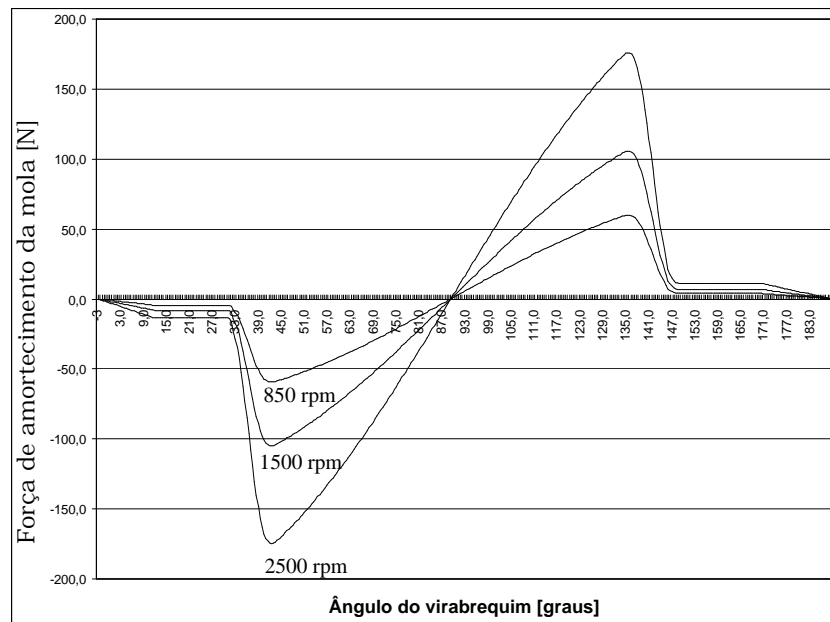


Figura 6.10.: Força de amortecimento da mola do trem de válvulas de admissão.

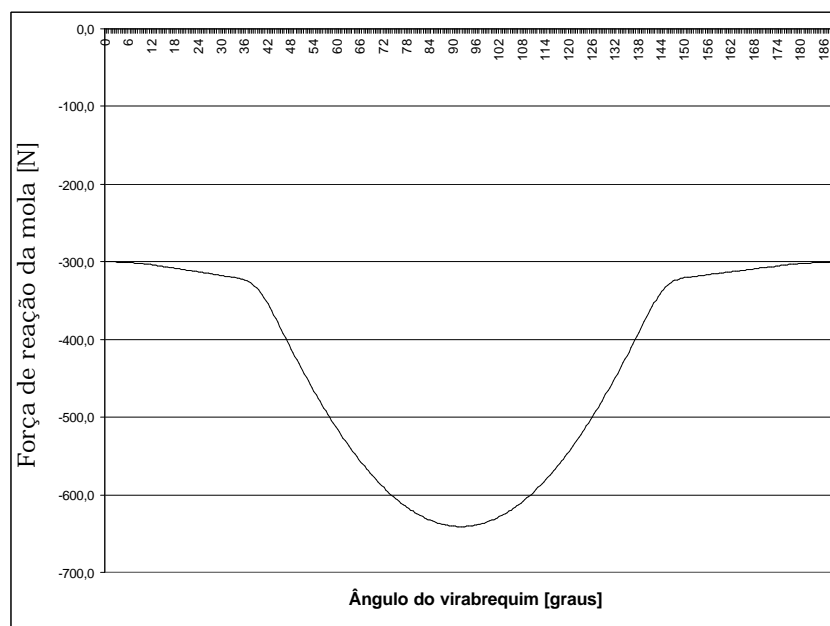


Figura 6.11.: Força de reação da mola do trem de válvulas.

As figuras 6.12 e 6.13 mostram quais são as forças resultantes F_c nos cames de admissão e escape que manterão o sistema em equilíbrio. Tais forças são calculadas a partir da equação 6.11 descrita acima.

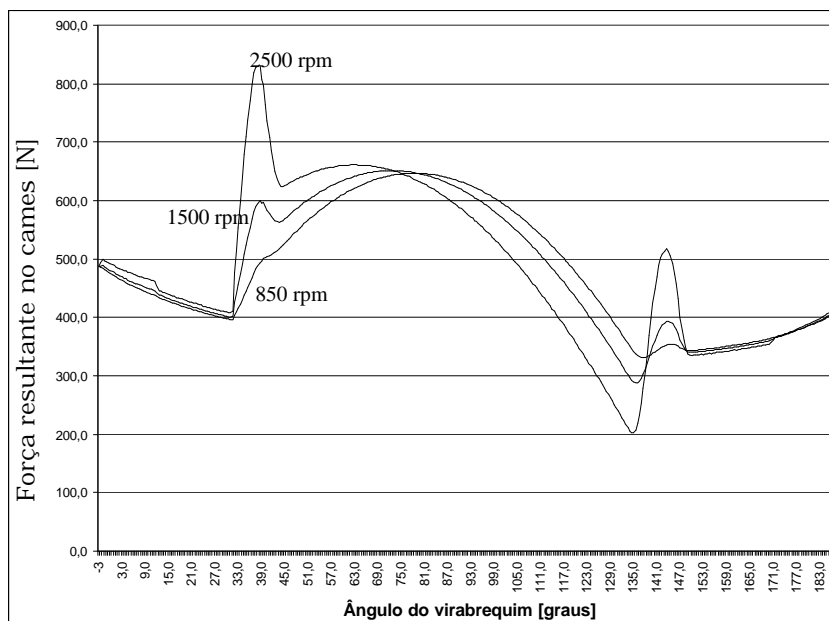


Figura 6.12.: Força resultante no cames do trem de válvulas de admissão.

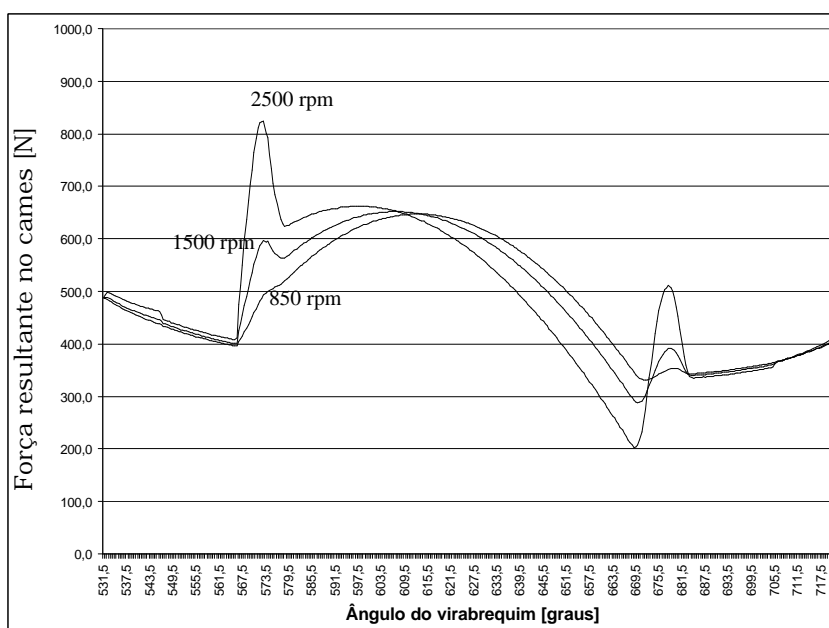


Figura 6.13.: Força resultante no cames do trem de válvulas de escape.

Pelo que foi exposto anteriormente, verifica-se que foi determinado o comportamento cinemático teórico dos trens de válvulas de admissão e escape reais. Vale ressaltar também que, o modelo matemático utilizado não expressa o comportamento dinâmico do sistema de distribuição real, porém os resultados apresentados para as forças envolvidas nos trens de válvulas, a velocidade e aceleração da elevação do cames mostram boa concordância com o que acontece na prática.

Pode ser visto através da figura 6.2 que o cames necessita percorrer aproximadamente 0,7 mm para que se inicie a abertura de válvulas, valor este definido pela FIAT AUTO (1987), e portanto um aumento da folga de válvulas fará com que o cames tenha que percorrer uma distância maior para iniciar a abertura de válvulas, e portanto, trabalhe nas regiões de maior velocidade e aceleração representadas pelos picos mostrados nas figuras 6.3 e 6.4. Tal fato fará com que as forças atuantes no cames no momento da abertura de válvulas, equação 6.11, e, na sede de válvulas no momento do fechamento de válvulas, equação 6.12, estejam dentro das regiões de picos máximos de força apresentados nas figuras 6.12 e 6.13, ou seja, as forças de impacto causadoras de ruído e vibração serão portanto máximas. Tal fato vem de encontro com a teoria exposta nos capítulos 3 e 4.

CAPÍTULO 7

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Este capítulo descreve quais foram os equipamentos utilizados para a realização dos experimentos e medições dos sinais de vibração e ruído dos motores construídos para a análise da influência da variação da folga de válvulas na geração destes níveis de vibração e ruído. Relata também a metodologia experimental adotada para a realização dos testes com os motores acima descritos, os cuidados tomados durante as modificações das folgas de válvulas e os cuidados tomados durante a realização das medições dos sinais.

7.1 – Aparato experimental

7.1.1 – Cabines de teste a quente

Para a realização dos testes práticos deste estudo foram utilizadas cabines de teste a quente de motores de combustão interna SIMPRO, equipadas com dinamômetros ZOLLNER. Tais dinamômetros permitem exercer cargas variáveis de frenagem nos motores, possibilitando a simulação de diferentes situações de esforços nos mesmos. Tais cabines de teste se encontram na Unidade Operativa Motores da F.A. Powertrain em Betim.

Os ensaios realizados nestas cabines são controladas por software dedicado PUMA da AVL, que permite controlar e monitorar várias características durante a execução do ciclo de teste. Estas cabines são revestidas internamente por material de absorção e isolamento acústico, evitando assim a influência de ruídos externos na avaliação qualitativa dos motores testados, como é mostrado na figura 7.1.

As cabines são equipadas também com um sistema de refrigeração de ambiente que mantém as condições de teste bastante uniformes, capaz de fornecer ar para o sistema de admissão do motor com temperatura e umidade controladas.

Para a montagem do motor nestas cabines é utilizado um carrinho que garante a mesma posição do motor em relação a posição de montagem deste no carro. A fixação do motor no carrinho é feita através de coxins semelhante aos utilizados para a fixação do motor no chassi do carro, o que garante um comportamento semelhante em ambas as fixações. A transmissão de movimento entre o motor e o

dinamômetro é feita através de um acoplamento flexível (borracha), o que diminui a transmissão de vibração entre ambos. A figura 7.1 mostra a cabine de teste a quente SIMPRO e o carrinho de montagem do motor.



Figura 7.1.: Cabine de teste a quente SIMPRO e carrinho de montagem do motor.

Na figura 7.1 é possível ver também o painel de controle da cabine que dá informações do tipo: potência, torque, temperatura de entrada e de saída do líquido de arrefecimento do motor, temperatura do óleo no cárter, pressão de óleo, contra pressão de descarga, etc.

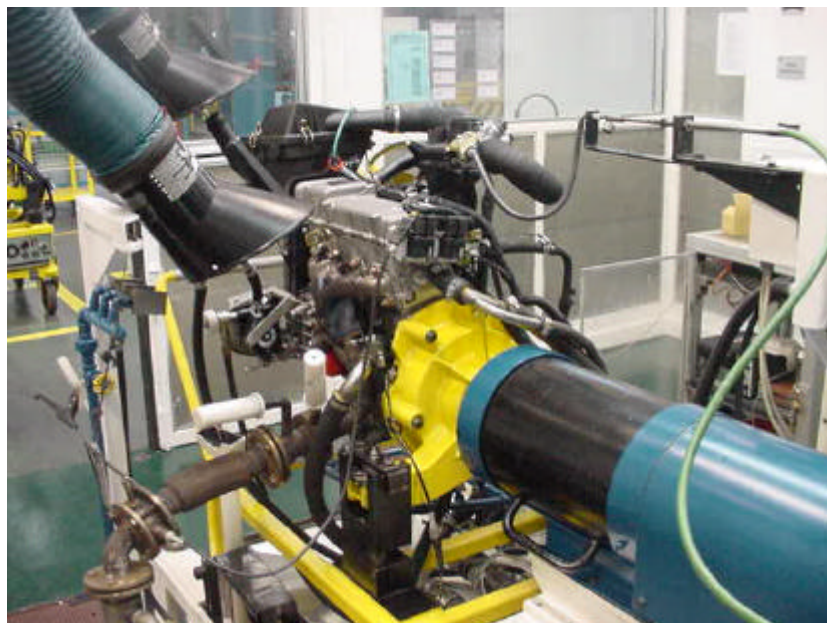


Figura 7.2.: Motor acoplado ao dinamômetro no interior da cabine de testes.

A figura 7.2 mostra o motor acoplado ao dinamômetro através do carrinho de posicionamento. É possível visualizar nesta figura também o sistema que fornece ar com temperatura e umidade controladas para o sistema de admissão do motor.

7.1.2 – Características do motor Fire 1.0 8V

O motor escolhido para a realização dos testes práticos desta dissertação de mestrado é o motor Fire 1.0 8V que tem como principais características as listadas a seguir (catalogo técnico Fiat, 2003).

- Motor de 999cc a gasolina,
- Número de cilindros: 04 em linha,
- Número de válvulas por cilindro: 02,
- Cilindrada total / unitária: 999,1 cc / 249,8 cc,
- Diâmetro x Curso: 70,0 x 64,9 mm,
- Ciclo: OTTO , Tempos: 04,
- Taxa de compressão: $9,5 \pm 0,15 : 1$,
- Eixo comando de válvulas: 01 posicionado no cabeçote,
- Acionamento da distribuição por correia dentada,
- Fases da distribuição
 - admissão: abertura 03° APMS, fechamento 31° DPML,
 - descarga: abertura 31° APML, fechamento 03° DPMS,
- Ignição tipo eletrônica digital incorporada ao sistema de injeção,
- Ordem de ignição: 1 - 3 - 4 - 2,
- Avanço estático: $6^{\circ} \pm 2^{\circ}$ a 850 ± 50 rpm,
- Alimentação: Injeção eletrônica multiponto sequencial indireta,
- Bomba de combustível elétrica,
- Lubrificação forçada c/ bomba de engrenagens,
- Pressão de lubrificação > 4.0 bar a 1000 rpm e 100° C
- Aspiração natural,

- Potência máxima ABNT: 55,0 CV / 40,5 KW @ 5500 rpm,
- Torque máximo ABNT: 8,5 kgfm / 83,4 Nm @ 2500 a 4250 rpm,
- Regime de marcha lenta: 850 ± 50 rpm,

O óleo lubrificante utilizado no motor Fire 1.0 8V é o Selênea 15W40 semi-sintético , cujas as características são listadas na tabela 7.1:

Tabela 7.1.: Características do óleo lubrificante (FIAT AUTO, [198-])

Viscosidade	a frio 15°C (mPa.s)	< 3500
	a 100 °C (mm²/s)	12,5 ÷ 16,3
Ponto de escorrimto	< -25 °C	
Corrosão sobre lamina de cobre	<1 (3h a 100°C)	
Inflamabilidade	> 200 °C	

7.1.3 – Instrumentação utilizada para coleta dos dados experimentais

A instrumentação utilizada para a medição dos dados experimentais relativos a influência da variação da folga de válvulas na geração de ruído dos motores testados está relacionada a seguir:

1. Microfone

Para a medição do nível de pressão sonora utilizou-se o microfone de campo livre de 1/2" modelo 4176 fabricado pela Brüel & Kjaer, cuja a sensibilidade nominal circuito-aberto é de 50 mV/Pa, com tensão de polarização de 0V (pré polarizado), resposta em frequência otimizada ± 2 dB na faixa de 7 Hz a 12500 Hz, faixa de temperatura de trabalho de -30°C a 100°C e faixa de trabalho dinâmica com o pré amplificador modelo 2669 de 14 dB a 142 dB.

2. Pré-amplificador do microfone

Acoplado ao microfone utilizou-se o pré-amplificador de 1/2", modelo 2669C fabricado pela Brüel & Kjaer que possui faixa de frequência de 3 Hz a 20000 Hz, com atenuação < 0,35 dB.

3. Condicionador de sinal do microfone

Utilizou-se o condicionador de sinal NEXUS modelo 2690 fabricado pela Brüel & Kjaer, que trabalha na faixa de frequência de 0,1 Hz a 100 kHz, filtro passa-alta de 0,1 Hz com rampa de atenuação de 40 dB/década ou 20 Hz com rampa de atenuação de 80 dB/década, filtro passa-baixa 0,1, 1, 3, 10, 22,4, 30 ou 100 kHz com rampa de atenuação de 40 dB/década.

O microfone foi posicionado a uma distância aproximada de 60 cm do cabeçote do motor para se medir o nível de pressão sonora emitido por este, fixado por uma base magnética travada na estrutura da cabine de teste a quente. Tal instrumentação pode ser observada na figura 7.3:

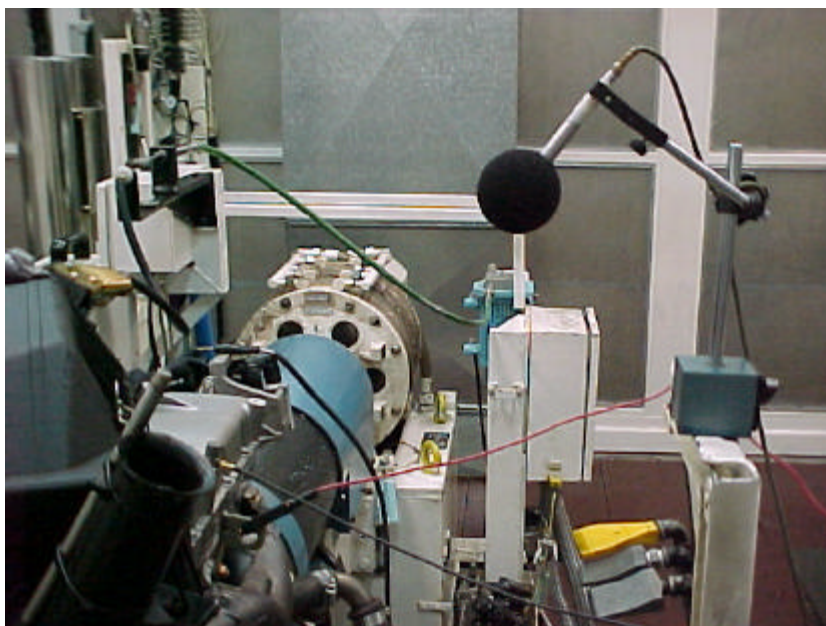


Figura 7.3.: Posição adotada para o microfone.

Pode-se observar pela figura 7.3 que o microfone foi protegido por um pára-vento e o mesmo é apontado para a tampa de válvulas/ cabeçote, uma vez que o objeto de estudo (trem de válvulas) está posicionado nesta região.

4. Calibrador do microfone

Para calibrar o microfone e a cadeia de medição de NPS utilizou-se o calibrador modelo 4231 fabricado pela Brüel & Kjaer, destinado à calibração de microfones de 1" e 1/2", a precisão de calibração é de 0,2 dB, o NPS gerado é de 94 dB ou 114 dB na frequência de 1000Hz, sendo que a influência da pressão estática é muito pequena.

5. Acelerômetro

Para realizar as medições dos níveis de vibração gerados utilizou-se o acelerômetro

modelo 4371 fabricado pela Brüel & Kjaer que possui uma sensibilidade de $1 \text{ pC/ms}^{-2} \pm 2\%$, faixa de frequência de 0,2 Hz a 9100 Hz, configuração de construção tipo *Delta Shear*, faixa de temperatura de trabalho de -74°C a 250°C .

6. Amplificador do acelerômetro

Utilizou-se o amplificador modelo 2635 fabricado pela Brüel & Kjaer, com sensibilidade de 0,01 mV para 10V/pC, faixa de frequência de trabalho de 0,2 ou 2 Hz a 100 kHz para medição de aceleração, 1 ou 10Hz a 10 kHz para medição de velocidade, 1 ou 10 Hz a 1 kHz para medição de deslocamento.

O acelerômetro foi fixado no plano usinado da tampa de válvulas através de uma base magnética acoplada ao acelerômetro e pelo fato da tampa de válvulas ser fabricada em alumínio colou-se uma chapa fina de aço na superfície usinada que é totalmente plana garantido assim uma boa fixação. O detalhe da posição de fixação do acelerômetro é mostrado na figura 7.4.

7. Base magnética

Utilizou-se uma base magnética modelo UA-0642 fornecida pela Brüel & Kjaer, que pesa 16g.

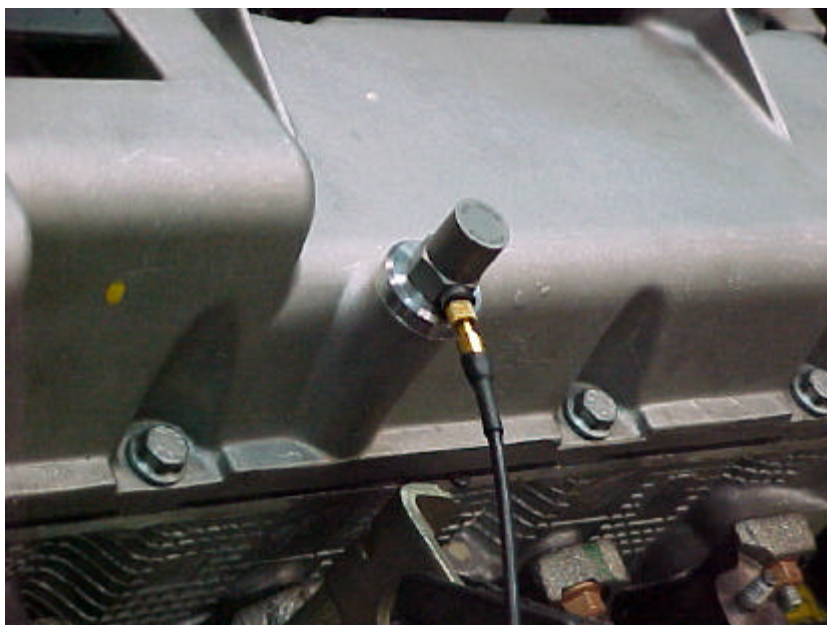


Figura 7.4.: Posição adotada para o acelerômetro.

8. Calibrador do acelerômetro

Para calibrar o acelerômetro e a cadeia de medição de nível de vibração utilizou-se o calibrador modelo 4294 fabricado pela Brüel & Kjaer, a vibração gerada é de

10 ms^{-2} na frequência de $159,15 \text{ Hz} \pm 2\%$, sendo que a temperatura de trabalho é de 10 a 40°C

9. Placa de aquisição

Para fazer a interface entre o sistema de medição de sinais (transdutores e condicionador/amplificador) e o analisador dos dados mensurados utilizou-se uma placa de aquisição e tratamento de sinais durante os testes. Tal placa foi a de modelo WaveBook/512 fabricada pela IOTECH de 12 Bits, temperatura de trabalho varia de 0 a 50°C , 8 canais e banda larga de frequência de até 1MHz.

Para medição, tratamento e análise dos sinais enviados pela placa de aquisição provenientes dos instrumentos de medição utilizou-se o software MOTOR_V desenvolvido pela Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, 2002, que oferece vários recursos para a elaboração de sinais de ruído e vibração.

10. Medidor de Temperatura

Para medir a temperatura dos transdutores durante a medição de dados utilizou-se um medidor de temperatura modelo ST60 fabricado pela RAYTEK dotado de mira laser, possuindo como característica um laser Guide TM circular de 8 pontos que identifica a área aproximada a ser medida, faixa de temperatura de trabalho é de -32 a 600°C , precisão (assumindo temperatura operacional de 23°C) para alvos acima de $23^\circ\text{C} \pm 1\%$ de leitura ou $\pm 1^\circ\text{C}$ (de acordo com informações conseguidas no catálogo do fabricante), o que for maior, temperatura ambiente de trabalho 0 a 50°C .

7.1.4 – Instrumentação utilizada para a análise modal dos componentes

Para a realização dos estudos das respostas em frequência dos componentes do motor FIRE 1.0 8V, em específico dos componentes do cabeçote foram utilizados os instrumentos de medição cujas descrições e características são mostradas a seguir.

1. Acelerômetro

Para realizar as provas de resposta em frequência utilizou-se o acelerômetro modelo 4375 fabricado pela Brüel & Kjær, sendo que sua sensibilidade é de $0,316 \text{ pC/ms}^{-2} \pm 2\%$, tem faixa de frequência de 0,2 Hz a 12000 Hz, configuração de construção *Delta Shear*, faixa de temperatura ambiente de -74°C a 250°C . As figuras 7.5 a e b mostram exemplos da fixação do acelerômetro em diversas partes

dos corpos de prova.

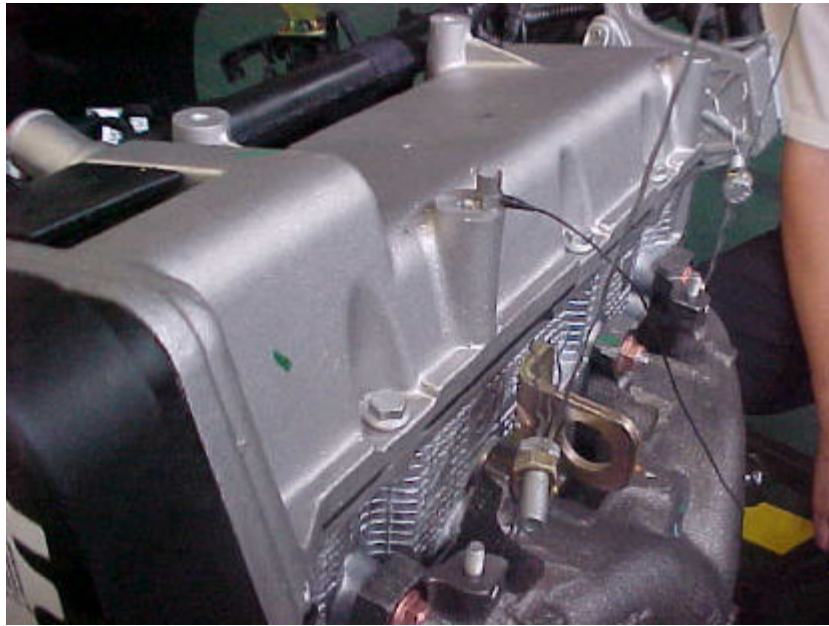


Figura 7.5.a.: Fixação do acelerômetro

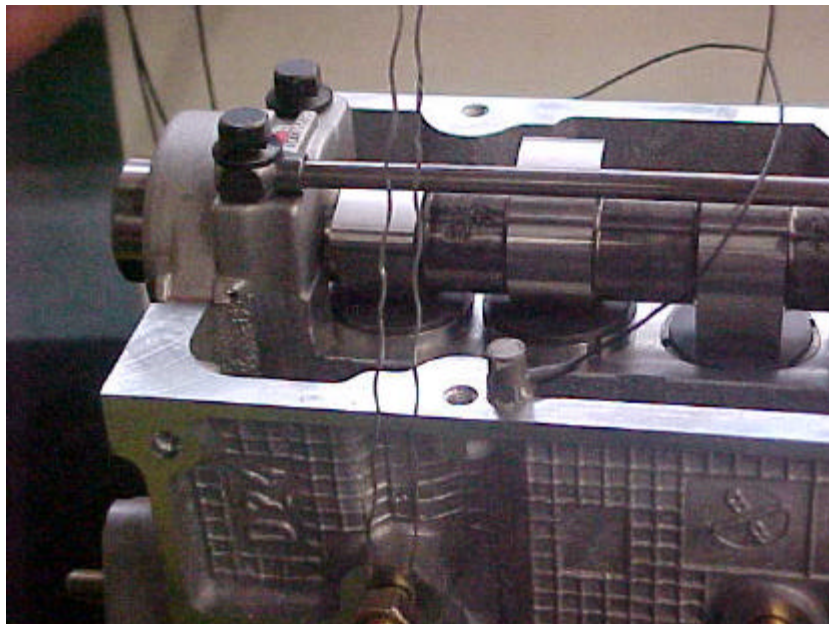


Figura 7.5.b.: Fixação do acelerômetro

2. Martelo de impacto

Utilizou-se o martelo de impacto modelo 8202 fabricado pela Brüel & Kjaer, a faixa de frequência de trabalho depende da ponteira adotada, sendo que para a ponteira de aço a faixa de frequência é de 0 a 7kHz, com duração do pulso de 0,20 ms e range da força 500N a 5000N, já para a ponteira de plástico a faixa de frequência é de 0 a 2kHz, com duração do pulso de 0,57s e range da força 300N a 1000N, o

transdutor de força é do tipo 8200 e sua sensibilidade é de 4 pC/N. A figura 7.6 mostra o martelo utilizado para a realização deste teste.



Figura 7.6.: Martelo de impacto utilizado na análise modal dos componentes.

3. Analisador de sinais

Para a análise dos sinais obtidos utilizou-se o analisador de sinais modelo CF-3400 fabricado pela ONO SOKKI, conversor A/D 16 Bits, 4 canais, frequência máxima de entrada 25,6 kHz.

7.2 – Procedimento experimental

O desenvolvimento dos experimentos realizados para o desenvolvimento deste estudo pode ser dividido em duas etapas:

1. a primeira etapa consistiu em um estudo da resposta em frequência com o intuito de se determinar as frequências naturais dos principais componentes envolvidos no trabalho, tais como o cabeçote do motor, o eixo comando de válvulas, o cabeçote montado, e o motor completo. O objetivo deste estudo foi determinar as frequências principais a serem analisadas nos espectros de frequência das medições de ruído e vibração,
2. a segunda etapa consistiu em um estudo dos níveis de pressão sonora e das vibrações obtidos através da variação das folgas de válvulas durante a realização dos testes a quente nas cabines.

7.2.1 – Metodologia utilizada para o estudo de resposta em frequência

Para o estudo da resposta em frequência dos componentes analisados mantiveram-se estes suspensos em um pórtico por meio de cabos finos e compridos para que não houvesse influência da rigidez da estrutura no objeto estudado. A estrutura utilizada para a realização dos experimentos pode ser vista na figura 7.7.

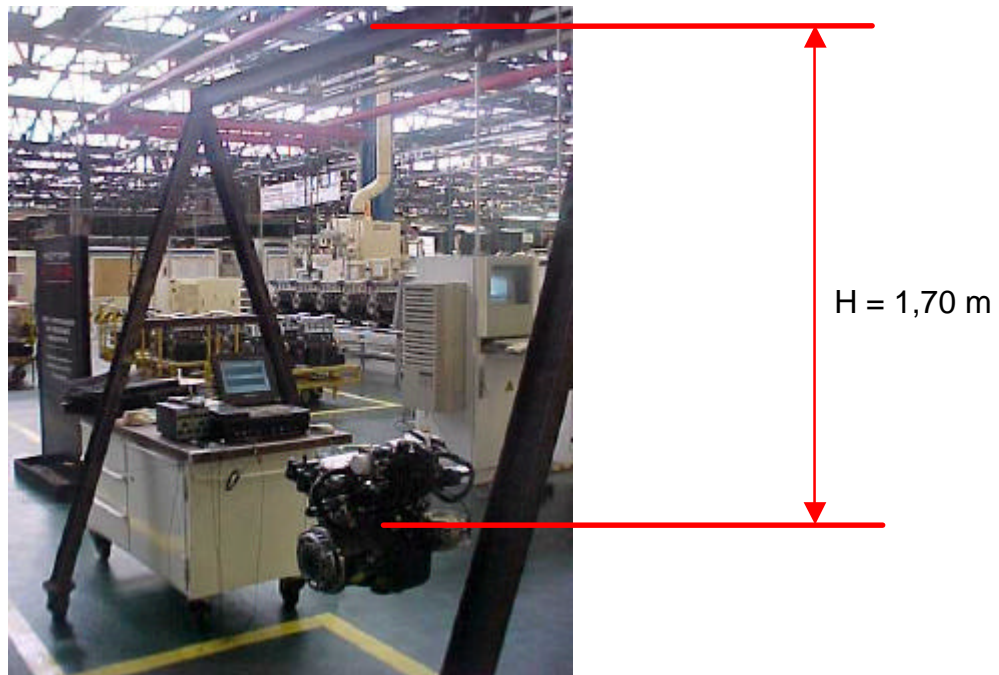


Figura 7.7.: Esquema para fixação dos corpos de prova

Os cabos de aço que sustentam o corpo de prova possuem diâmetro aproximado de 0,8 milímetros com comprimento aproximado de 1,70 metros.

A fixação do acelerômetro foi feita utilizando-se cera de abelha e foram utilizados vários pontos diferentes nos corpos de prova para medição dos dados. Utilizando-se o martelo com ambas as ponteiros mencionadas, produziram-se vários impactos ao longo de todo corpo de prova para que fossem coletados os dados referentes às respostas em frequência destes, sendo estes dados analisados através do analisador ONO SOKKI com várias janelas de frequências diferentes.

A figura 7.5a mostra a fixação do acelerômetro no plano usinado da tampa de válvulas estando o motor completamente montado, sendo que esta mesma posição foi utilizada para a medição de dados dos testes a quente. Já a figura 7.5b mostra um outro ponto de coleta de dados, sendo que neste caso, o corpo de prova foi o cabeçote montado. Desta forma o acelerômetro foi posicionado em diversos outros pontos dos outros corpos de prova, sendo possível obter as frequências naturais

destes.

7.2.2 – Metodologia utilizada para medição de sinais para a análise da influência da variação da folga de válvulas na geração de ruído durante os testes a quente.

Para analisar a influência da variação da folga de válvulas na geração de ruído e vibração do motor Fire 1.0 8V foram montados, especialmente para a execução deste experimento, 03 destes motores com dimensões controladas pelo laboratório metrológico da FA Powertrain, com o intuito de se garantir que nenhum outro fator influenciasse nas medições. As dimensões controladas foram:

- Cabeçote:
 - diâmetro, concentricidade e cilindridade das sedes dos tuchos,
 - diâmetro, concentricidade e ângulo do chanfro das sedes das válvulas,
 - diâmetro, concentricidade e cilindridade das guias de válvulas,
 - diâmetro, concentricidade e cilindridade dos mancais de fixação do eixo comando.

Entende-se por concentricidade a propriedade de, nestes casos acima, a sede do tucho, sede da válvula e guia de válvulas terem o seus centros no mesmo eixo, ou seja, terem seus centros concêntricos.

Entende-se por cilindridade a propriedade da peça medida ser cilíndrica ao longo de um de seus eixos.

- Tucho:
 - diâmetro e cilindridade externos dos tuchos,
 - diâmetro e concavidade da sede dos calços de válvulas.
- Eixo comando:
 - diâmetro, concentricidade e cilindridade das golas de apoio dos mancais do eixo comando,
 - geometria dos cames.

As demais características dimensionais do motor não foram mensuradas, porém o processo de fabricação das mesmas é altamente confiável, tendo várias destas características sob CEP (controle estatístico do processo). Já as peças que são fornecidas por terceiros têm qualidade assegurada, o que garante portanto, o bom

funcionamento dos motores utilizados nos testes.

As folgas de válvulas iniciais destes motores foram selecionadas como acontece normalmente durante a produção dos motores de produção normal, ou seja, aproximando do valor mínimo definido a desenho pela engenharia. Os limites para as folgas de válvulas definidos pela engenharia são os seguintes:

- Válvulas de admissão: $0,35 \pm 0,05$ mm
- Válvulas de escape: $0,45 \pm 0,05$ mm

As folgas iniciais adotadas estão relacionadas na tabela 7.2.

Tabela 7.2.: Tabela das folgas de válvulas de admissão e escape.

MOTOR	FOLGA DAS VÁLVULAS (mm)							
	1ª Válv.	2ª Válv.	3ª Válv.	4ª Válv.	5ª Válv.	6ª Válv.	7ª Válv.	8ª Válv.
5661486	0,43	0,33	0,46	0,35	0,35	0,44	0,35	0,43
5661487	0,43	0,34	0,47	0,35	0,35	0,46	0,35	0,44
5661505	0,45	0,34	0,45	0,37	0,34	0,44	0,35	0,44

Nota: Válvulas de Escape: 1ª, 3ª, 6ª e 8ª; Válvulas de Admissão; 2ª, 4ª, 5ª e 7ª.

Após a montagem, estes motores foram levados até as cabines de teste a quente onde os mesmos foram testados utilizando o ciclo de teste padrão. Tal ciclo é realizado durante uma hora, no qual se verificam os valores de torque, potência, a existência de vazamento e se avalia subjetivamente o “nível” de ruído emitido pelos mesmos. Vale lembrar que tais motores foram aprovados em todos estes requisitos, sendo que para a avaliação do nível de ruído foram consideradas as opiniões de, pelo menos, três operadores de prova experientes, sendo que todos deram a mesma opinião a respeito dos três motores e, uma vez que a avaliação destes motores foram realizadas em momentos diferentes e, considerando-se que os operadores não foram informados da opinião dos outros, pode-se considerar que os operadores não se influenciaram.

Para se iniciar a medição dos níveis de ruído e vibração dos motores acima citados, determinaram-se as rotações a serem utilizadas. Para tal determinação utilizaram-se dois critérios, a saber:

1. As rotações de interesse do motor, tais como marcha lenta, rotação de torque máximo, rotação de potência máxima, e rotações intermediárias a estas,

2. Limitações impostas pelas cabines de teste a quente.

As rotações escolhidas foram as seguintes:

1^a) 850 rpm, marcha lenta,

2^a) 2500 rpm, regime de torque máximo.

As rotações acima de 3000 rpm foram descartadas pelo fato de acionarem automaticamente o sistema de refrigeração da cabine de teste e nestas condições, o ruído de fundo se torna muito alto, comprometendo completamente as medições.

Para se realizar as medições, algumas condições de teste foram controladas, tais como:

1. Temperatura do ar no interior da cabine: $25 \pm 1^{\circ}\text{C}$,

2. Temperatura do óleo no cárter:

- 850 rpm: $91 \pm 2^{\circ}\text{C}$,
- 2500 rpm: $102 \pm 2^{\circ}\text{C}$,

3. Temperatura do líquido de arrefecimento:

- 850 rpm: $82 \pm 2^{\circ}\text{C}$,
- 2500 rpm: $86 \pm 2^{\circ}\text{C}$,

4. Temperatura do acelerômetro:

- 850 rpm: $60 \pm 2^{\circ}\text{C}$,
- 2500 rpm: $65 \pm 2^{\circ}\text{C}$,

Utilizando o software MOTOR_V desenvolvido pela Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, 2002, efetuaram-se as medições dos níveis de ruído e vibração nos motores de acordo com as seguintes etapas:

1^a) A primeira medição foi realizada utilizando-se as configurações de folga de válvulas citadas acima. O posicionamento do microfone e do acelerômetro foi demonstrado nas figuras 7.4 e 7.5 respectivamente, as medições foram repetidas três vezes em cada configuração e em cada rotação para se verificar a precisão das medições efetuadas.

2^a) Após a realização de tais medições, os motores tiveram as suas folgas de

válvulas modificadas para o valor mínimo definido em desenho técnico, sendo estes reenviados para as cabines para que se fizessem as medições com esta nova configuração de folga de válvulas. Os valores de tais folgas pode ser visto na tabela 7.3.

Tabela 7.3.: Tabela das folgas de válvulas de admissão e escape alteradas.

Configuração	Motor	Folgas de Válvulas (mm)							
		1ª Válv.	2ª Válv.	3ª Válv.	4ª Válv.	5ª Válv.	6ª Válv.	7ª Válv.	8ª Válv.
Folgas Mínimas	5661486	0,40	0,31	0,40	0,30	0,30	0,40	0,30	0,40
	5661487	0,40	0,31	0,40	0,30	0,30	0,40	0,31	0,40
	5661505	0,40	0,30	0,40	0,30	0,30	0,40	0,30	0,40
Folgas Máximas	5661486	0,51	0,40	0,50	0,40	0,40	0,50	0,39	0,49
	5661487	0,50	0,40	0,50	0,41	0,41	0,50	0,39	0,50
	5661505	0,50	0,40	0,50	0,41	0,40	0,51	0,39	0,51
Folgas 0,05 mm acima da máxima	5661486	0,55	0,46	0,54	0,44	0,44	0,55	0,45	0,55
	5661487	0,54	0,45	0,55	0,45	0,46	0,55	0,45	0,54
	5661505	0,55	0,45	0,54	0,46	0,44	0,55	0,45	0,54

Nota: Válvulas de Escape: 1ª, 3ª, 6ª e 8ª; Válvulas de Admissão; 2ª, 4ª, 5ª e 7ª.

3ª) Novamente os motores tiveram os valores de folga de válvulas alterados, sendo desta vez para o valor máximo definido em desenho técnico, sendo estes valores os que estão relacionados na tabela 7.3. Após esta modificação, os motores tiveram os níveis de vibração e ruído novamente medidos.

4ª) A próxima modificação realizada foi a alteração dos valores de folgas de válvulas para valores acima dos limites especificados pela engenharia. Os valores estipulados estão descritos na tabela 7.3, sendo eles 0,05 mm acima dos limites citados. Mediram-se novamente os níveis de vibração e ruído.

5ª) Após as modificações acima descritas, os motores tiveram suas folgas de válvulas retornadas para a configuração inicial descrita na tabela 7.2. Tal modificação foi realizada para verificar se, após retornar para a configuração inicial, os níveis de vibração e ruído seriam os mesmos medidos pela primeira vez que os motores estavam com esta configuração.

Após a realização de algumas análises das medições acima citadas, escolheu-se o motor 5661505 para se continuar a análise da influência da variação da folga de cada uma das válvulas individualmente.

Para esta análise procedeu-se da maneira descrita a seguir.

6^a) Modificou-se a folga da 1^a válvula para o valor máximo, mantendo-se as demais folgas no valor original. Mediram-se os níveis de vibração e ruído. Modificou-se a folga da 1^a válvula para 0,05 mm acima do valor máximo, mantendo-se as demais folgas no valor original e mediram-se os níveis de vibração e ruído. E assim sucessivamente para as demais válvulas até se chegar à 8^a válvula, tendo portanto, mensurado a variação dos níveis de vibração e ruído gerados devido a variação do valor da folga de válvulas de cada uma das 8 válvulas do motor estudado.

Vale lembrar que as medições foram repetidas três vezes em cada uma das configurações e em cada rotação para se verificar a precisão das medições efetuadas.

CAPÍTULO 8

MEDIÇÕES E ANÁLISE DE DADOS

Este capítulo mostra as medições realizadas durante a fase experimental deste estudo. Os dados e gráficos apresentados se referem tanto à análise modal dos principais componentes do motor estudado quanto aos dados referentes aos testes a quente realizados com o intuito de se mensurar a variação dos níveis de ruído gerados pelo motor devido a variação das folgas de válvula. São mostradas também as análises realizadas utilizando-se tais dados.

8.1 – Análise modal dos componentes

O primeiro componente utilizado para a medição de sinais referentes a análise modal foi o eixo comando. O acelerômetro foi fixado na superfície de apoio do mancal central como pode ser visto na figura 8.1.

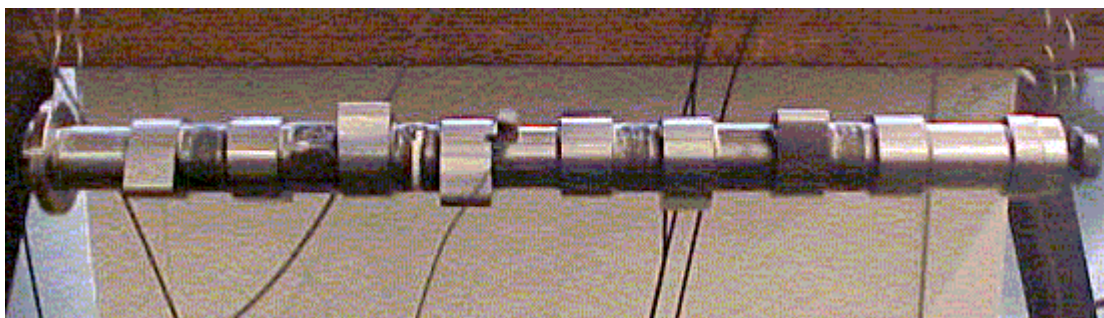


Figura 8.1.: Fixação do acelerômetro no eixo comando.

Para este ponto de medição, utilizando-se a janela de medição limitada a 2 KHz, obtiveram-se os gráficos mostrados na figura 8.2 até a figura 8.5.

O gráfico da figura 8.2 se refere a resposta obtida pelo sensor de carga do martelo utilizando-se a ponteira de aço. O gráfico da figura 8.3 se refere a resposta medida pelo acelerômetro devido aos impactos produzidos pelo martelo ao longo do eixo comando. O gráfico da figura 8.4 se refere à resposta do acelerômetro em relação as frequências naturais de vibração do eixo comando. O gráfico da figura 8.5 se refere à coerência dos sinais adquiridos pelos sensores durante a medição dos dados acima mencionados.

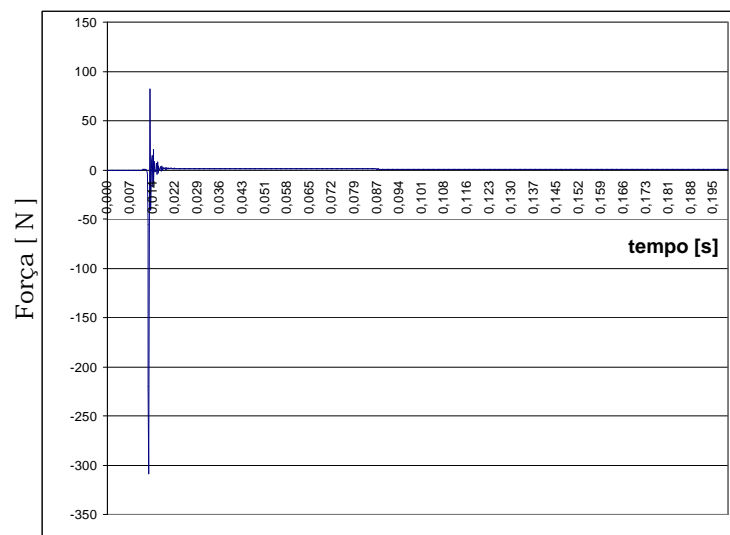


Figura 8.2.: Resposta do sensor de carga do martelo (força x tempo).

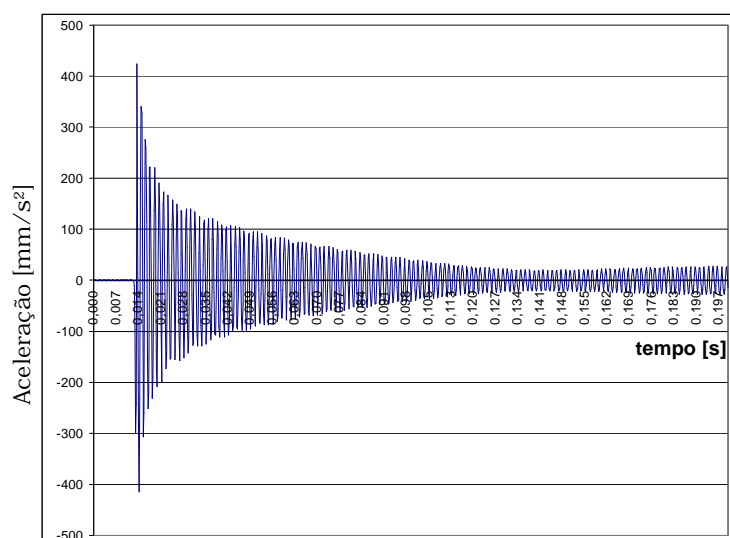


Figura 8.3.: Resposta medida pelo acelerômetro (aceleração x tempo).

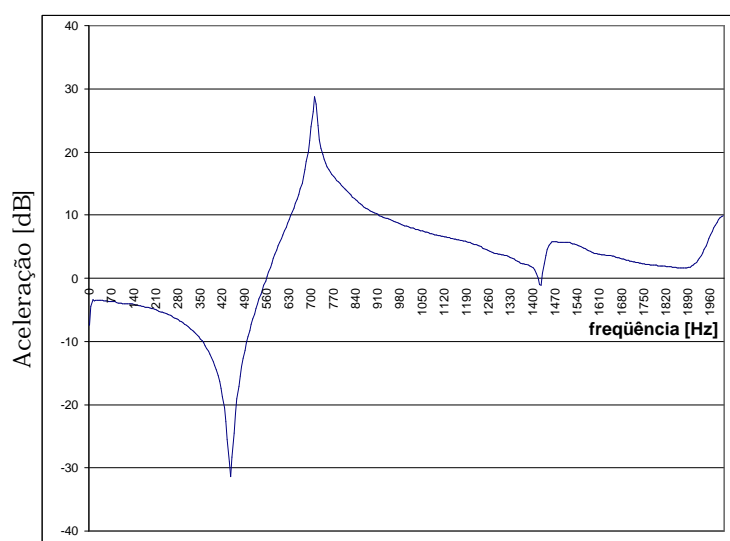


Figura 8.4.: Resposta em frequência do eixo comando (aceleração x frequência).

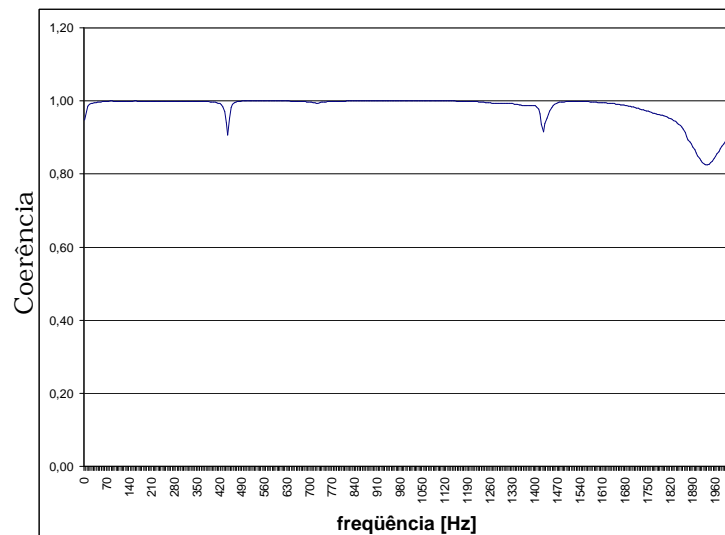


Figura 8.5.: Coerência das medições realizadas (coerência x frequência).

Pela figura 8.4 pode-se observar que a 1ª frequência natural de vibração do eixo comando aparece em torno de 710 Hz e que temos uma harmônica em 1420 Hz, e confrontando com o gráfico da figura 8.5 que apresenta coerência nestas frequências de praticamente 1,0 (100%), pode-se considerar que os dados apresentados são confiáveis.

Tal experiência foi repetida para o mesmo ponto de medição, porém com janela de medição de 5 KHz, e para tal medição os resultados obtidos convergiram para os resultados da medição anterior.

Foram realizados vários experimentos com outros componentes seguindo-se a mesma metodologia do experimento acima relatado e obtiveram-se os seguintes resultados para os seguintes pontos de fixação do acelerômetro.

- Terceiro cames do eixo comando:
 - frequências naturais: 720 Hz, 1440 Hz,
 - coerência da medição: 0,996 e 0,987 respectivamente,
 - janela de medição: 2 KHz.
- Plano de apoio da tampa de válvulas do cabeçote completo, como demonstrado na figura 8.6:
 - frequências naturais: 635 Hz, 1375 Hz,
 - coerência da medição: 0,999 e 0,994 respectivamente,
 - janela de medição: 2 KHz.

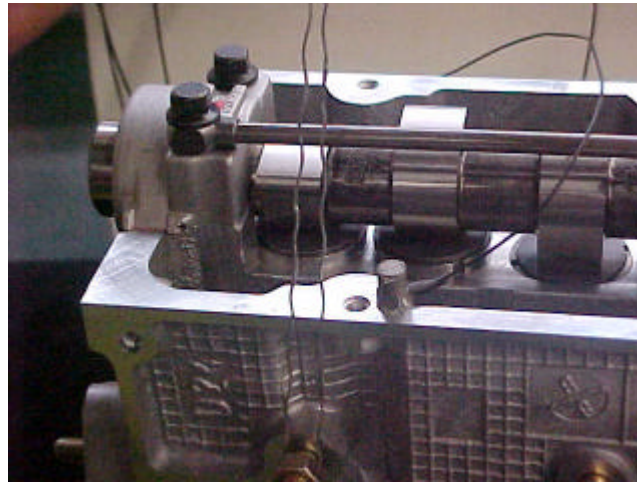


Figura 8.6.: Fixação do acelerômetro no plano de apoio da tampa de válvulas no cabeçote do motor.

- Plano de apoio da tampa de válvulas do cabeçote completo próximo ao mancal do eixo comando:
 - frequências naturais: 635 Hz, 1375 Hz,
 - coerência da medição: 1,0 e 0,994 respectivamente,
 - janela de medição: 2 KHz.
- Plano de apoio da tampa de válvulas do cabeçote usinado:
 - frequência natural: 1470Hz,
 - coerência da medição: 0,998,
 - janela de medição: 2 KHz.
- Plano de apoio da tampa de válvulas do cabeçote usinado próximo ao mancal do eixo comando:
 - frequência natural: 1470 Hz,
 - coerência da medição: 0,998,
 - janela de medição: 2 KHz.
- Plano de apoio da tampa plástica do motor como pode ser observado na figura 8.7:
 - frequência natural: 1690 Hz,
 - coerência da medição: 0,985,

- janela de medição: 2 KHz.

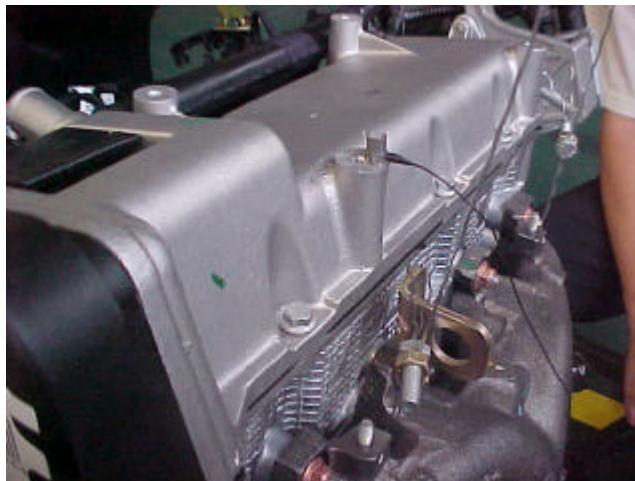


Figura 8.7.: Fixação do acelerômetro no plano de apoio da tampa plástica do motor.

Vale lembrar que para a realização destes experimentos foram produzidos vários impactos, utilizando-se o martelo descrito no capítulo anterior, nos componentes mencionados para cada posição do acelerômetro e, os resultados apresentados são médias dos resultados dos sinais medidos pelo sensor de carga e pelo acelerômetro. Tal média foi realizada automaticamente pelo próprio analisador.

O intuito de se determinar as frequências naturais dos componentes mencionados é orientar a análise dos dados referentes as medições realizadas durante os testes a quente dos motores em torno de uma faixa de frequência próxima daquelas.

8.2 – Análise dos dados medidos durante os testes a quente dos motores.

Os dados apresentados a seguir se referem aos experimentos realizados para a análise da influência da variação nos níveis de vibração e ruído gerados devido à variação das folgas das válvulas de admissão e escape do motor em estudo.

8.2.1 – Verificação das medições realizadas.

Para se verificar a precisão das medições realizadas, executaram-se três medições sucessivas dos sinais de cada uma das configurações de folga de válvulas de cada um dos motores nas rotações previamente determinadas. Tais medições foram confrontadas entre si, considerando-se todas as configurações, sendo que a diferença máxima dos NPS medidos foi de aproximadamente 1dB e dos níveis de vibração de aproximadamente 0,8 dB

Um exemplo de tal comparação pode ser visto nas figuras 8.8a e 8.8b, que mostram

a comparação entre três medições consecutivas do motor 5661505 com as folgas de válvulas no valor normal de produção de acordo com os valores mostrados na tabela 7.2, estando tal motor em marcha lenta.

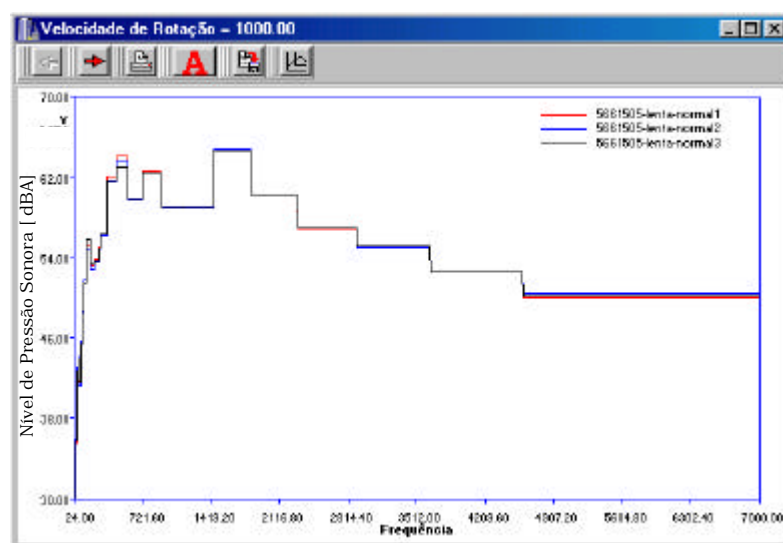


Figura 8.8a.: Comparação do NPS de três medições consecutivas.

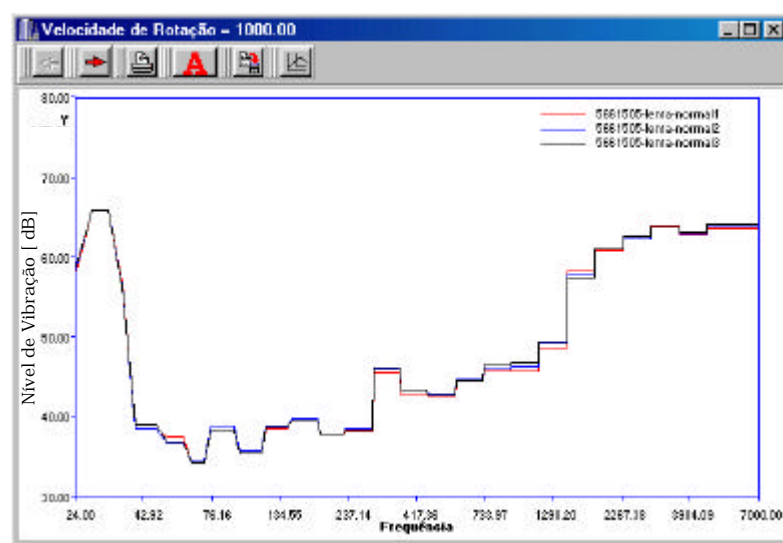


Figura 8.8b.: Comparação do nível de vibração de três medições consecutivas.

Pelos gráficos apresentados percebe-se que os equipamentos utilizados para realizar as medições dos sinais apresentam boa precisão destas medições, o que torna os dados coletados confiáveis.

8.2.2 – Análise da influência global das folgas de válvulas.

De acordo com a seqüência de experimentos descrita no capítulo anterior, os gráficos apresentados a seguir se referem às medições dos três motores de acordo com as etapas 1 a 4 do capítulo 7. Portanto, tais gráficos mostram comparações

entre os níveis de vibração e ruído gerados por ambos os motores, estando os mesmos com as folgas de válvulas com o valor original de produção, com o valor mínimo de engenharia, com o valor máximo de engenharia e com 0,05 mm acima do limite máximo de engenharia de acordo com os valores descritos nas tabelas 7.2 e 7.3.

As figuras 8.9a, b, c e d apresentam os gráficos referentes ao motor 5661486, sendo os mesmos os espectros, em bandas de 1/3 de oitava, dos sinais coletados.

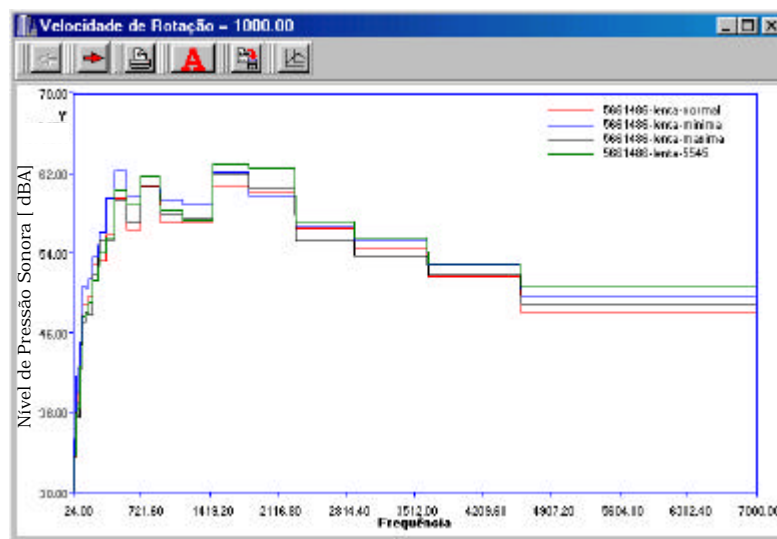


Figura 8.9a.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661486 em marcha lenta.

Pela figura 8.9a, pode-se observar que na faixa de 650Hz e entre 1440 Hz e 2290 Hz o motor com folga de válvulas acima do valor máximo apresenta NPS consideravelmente maior que as demais configurações de folga. Esta diferença de NPS gira em torno de 2,5 dB comparando-se com o motor com folga de válvula normal de produção. Tal comportamento se repete acima dos 4600 Hz. Comparando-se as medições das folgas de válvulas normal de produção, mínimo e máximo, a variação do NPS não é tão significativa, ficando abaixo de 1,5 dB se consideradas as frequências acima de 450 Hz, exceto entre 460 Hz e 710 Hz e em torno de 1030 Hz que o motor com folga de válvulas no mínimo gera cerca de 2,5 dB a mais que o motor com folga de válvula normal de produção.

Pela figura 8.9b, pode-se notar que a partir de aproximadamente 365 Hz já se nota um maior nível de vibração gerado pelo motor com folga de válvula acima do limite máximo. A diferença de nível de vibração acima de tal frequência varia de 2 a 6,5 dB, sendo portanto uma diferença bastante considerável comparando-se com o motor com folga de válvulas normal de produção. Observa-se comportamento

semelhante na faixa de 95 Hz a 285 Hz, porém com variação menor. Nesta faixa de frequência, o motor com folga de válvulas no máximo tem comportamento semelhante ao motor com folga de válvula acima do máximo.

Observa-se pela figura 8.9c que na faixa de frequência de 230 Hz a 910 Hz temos uma diferença que varia de 2,5 a 7 dB entre o motor com folga de válvulas acima do máximo e o motor com folga de válvulas normal de produção. Percebe-se um comportamento semelhante nas frequências acima de 1830 Hz. Comparando-se o motor com as demais folgas de válvulas, percebe-se um comportamento bem semelhante de NPS gerado ao longo de todo o espectro, exceto em torno de 1630 Hz onde o motor com folga de válvula no mínimo apresenta cerca de 2 dB a mais que as demais configurações de folga de válvulas.

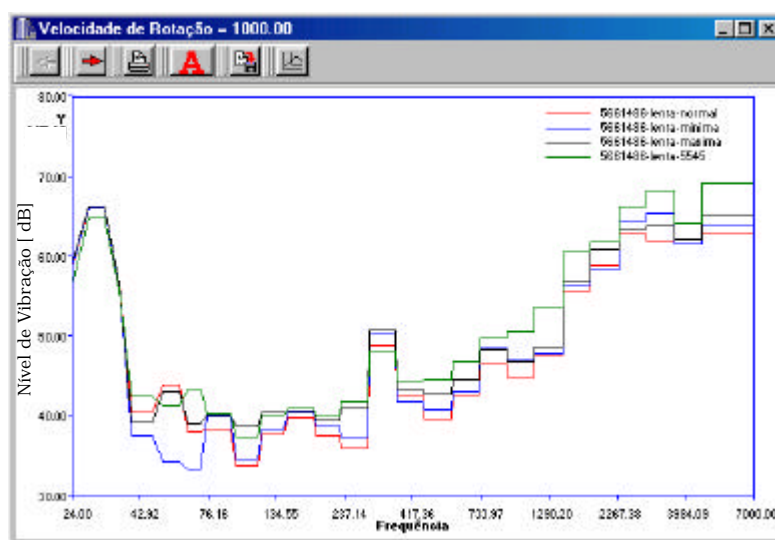


Figura 8.9b.: Nível de Vibração do motor 5661486 em marcha lenta.

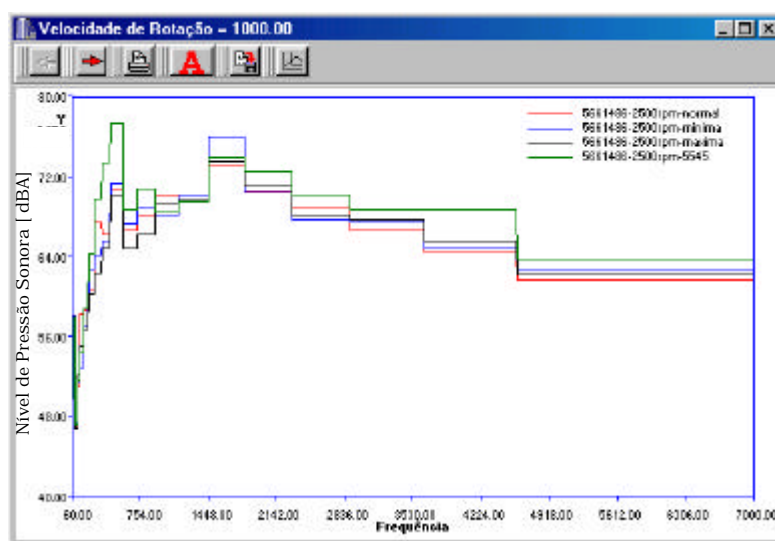


Figura 8.9c.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661486 em 2500rpm.

Para a figura 8.9d observa-se uma diferença de nível de vibração do motor com folga de válvula acima do máximo bastante acentuada já a partir de 120 Hz, sendo esta diferença entre 1,8 e 7 dB em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Na faixa de 120 Hz a 185 Hz o motor com folga de válvula no máximo tem comportamento semelhante ao motor com folga de válvula acima do máximo.

Percebe-se um comportamento semelhante entre as demais configurações de folga de válvulas para as frequências acima de 185 Hz.

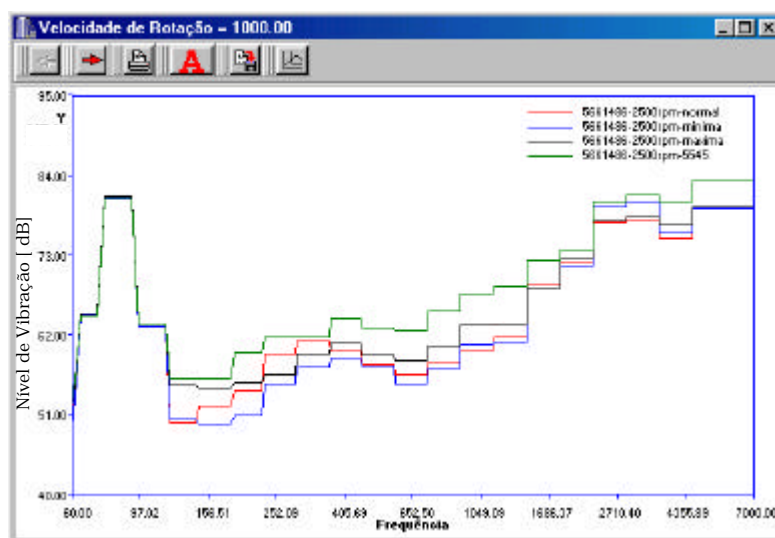
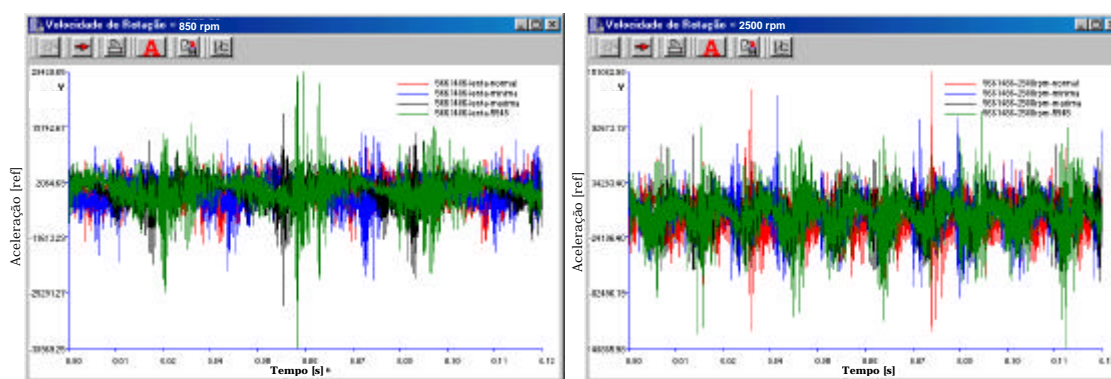


Figura 8.9d.: Nível de Vibração do motor 5661486 em 2500rpm.

As figuras 8.10a e b mostram as TDA's dos sinais de vibração do motor 5661486 em marcha lenta e em 2500rpm.



a) TDA em marcha lenta

b) TDA em 2500 rpm

Figura 8.10.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661486.

Percebe-se pela figura 8.10a uma significativa diferença no nível de vibração no centro da TDA do sinal de vibração medido em marcha lenta, porém durante o restante do período não existe uma diferença tão significativa deste sinal. Análise

semelhante pode ser feita em relação à TDA do sinal de vibração em 2500 rpm, onde também não se percebe uma diferença significativa ao longo desta TDA. As figuras 8.11a, b, c e d apresentam os gráficos referentes ao motor 5661487, sendo os mesmos os espectros, em bandas de 1/3 de oitava, dos sinais coletados.

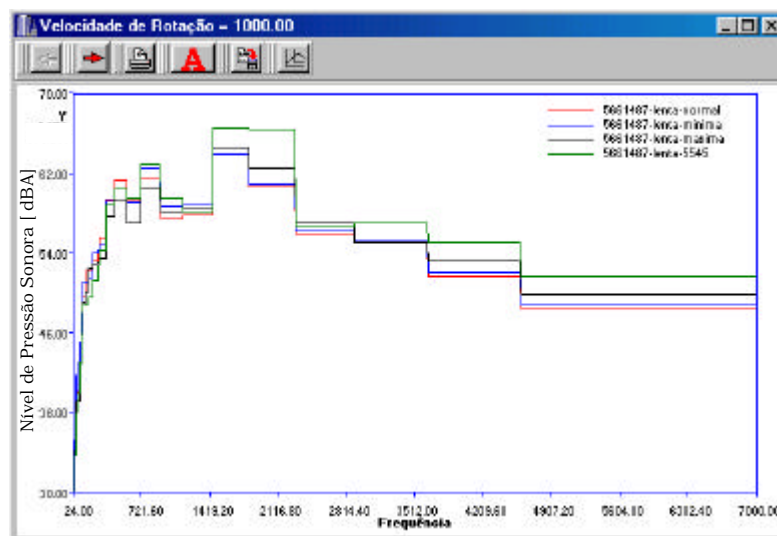


Figura 8.11a.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661487 em marcha lenta.

Na figura 8.11a, pode-se observar que na faixa entre 1440 Hz e 2290 Hz o motor com folga de válvulas acima do valor máximo apresenta NPS consideravelmente maior que as demais configurações de folga de válvulas. Esta diferença de NPS gira entre 2,5 e 5,5 dB comparando-se com o motor com folga de válvula normal de produção. Tal comportamento se repete acima dos 3650 Hz com variação da ordem de 3,5 dB. Comparando-se as medições das folgas de válvulas normal de produção, mínimo e máximo, a variação do NPS não é tão significativa, ficando abaixo de 1,5 dB se consideradas as frequências acima de 450 Hz, exceto em torno de 630 Hz onde o motor com folga de válvula no máximo gera cerca de 2 dB a menos que as demais configurações de folga de válvulas.

Na figura 8.11b, pode-se notar que a partir de aproximadamente 65 Hz já se nota um maior nível de vibração gerado pelo motor com folga de válvula acima do limite máximo. A diferença de nível de vibração acima de tal frequência varia de 3 a 9 dB, sendo, portanto, uma diferença bastante considerável comparando-se com o motor com folga de válvulas normal de produção. Em torno da frequência de 84 Hz, o motor com folga de válvula no máximo apresenta diferença em relação ao motor com folga de válvula normal de produção de aproximadamente 6 dB. Nas demais frequências do espectro, o comportamento dos motores com folga de válvulas

normal de produção, no mínimo e no máximo apresentam comportamento semelhante em relação à geração de vibração.

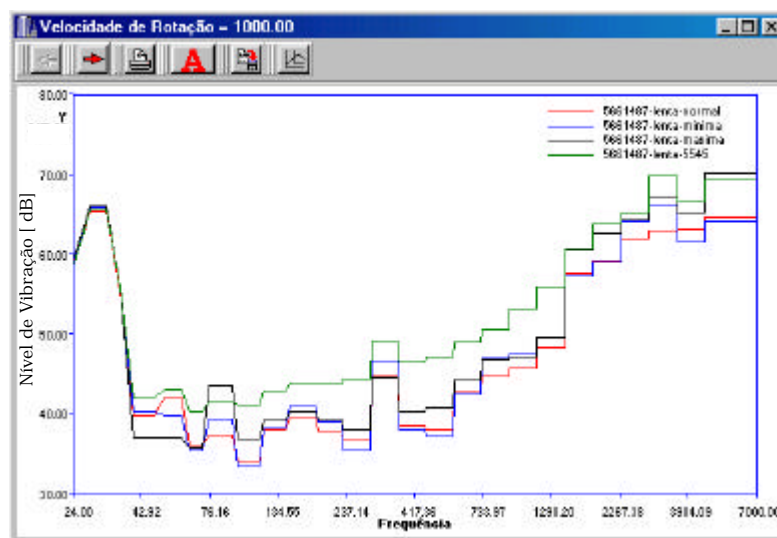


Figura 8.11b.: Nível de Vibração do motor 5661487 em marcha lenta.

Observa-se na figura 8.11c que na faixa de 1830 Hz a 4580 Hz o motor com folga de válvulas acima do máximo apresenta nível de vibração com diferença de 2,5 a 5,5 dB acima do motor com folga de válvula normal de produção, já nas outras faixas de frequência esta diferença não é tão significativa. Nas faixas de frequência em torno de 163 Hz e de 517 Hz, o motor com folga de válvulas no máximo apresenta comportamento semelhante em relação ao motor com folga de válvula normal de produção, com diferença de 8 dB e 2,5 dB respectivamente.

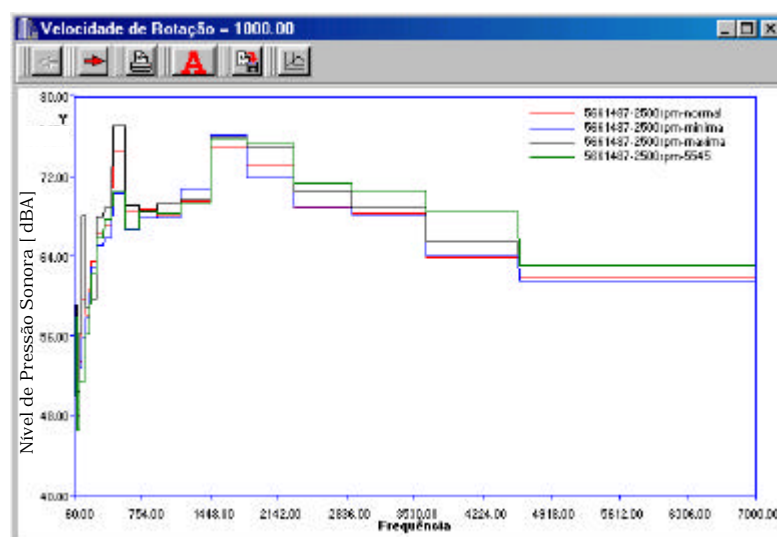


Figura 8.11c.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661487 em 2500rpm.

Nas outras faixas de frequências o comportamento do motor com folga de válvula normal de produção, no mínimo e no máximo é bem semelhante.

Para a figura 8.11d observa-se uma diferença de nível de vibração do motor com folga de válvula acima do máximo bastante acentuada já a partir de 120 Hz, sendo que esta diferença varia entre 4 e 11 dB em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Percebe-se um comportamento semelhante entre as demais configurações de folga de válvulas na faixa de frequência de 120 Hz a 2315 Hz. Acima desta faixa o motor com folga de válvula no máximo apresenta comportamento semelhante ao motor com folga de válvula acima do máximo.

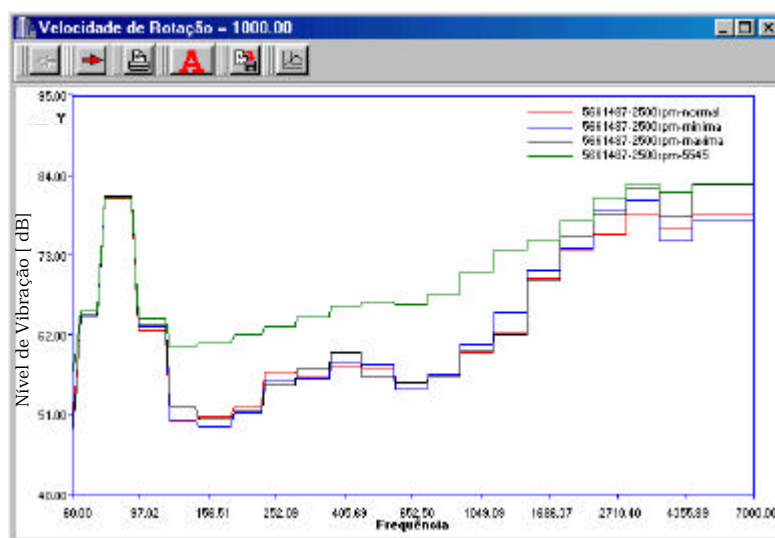
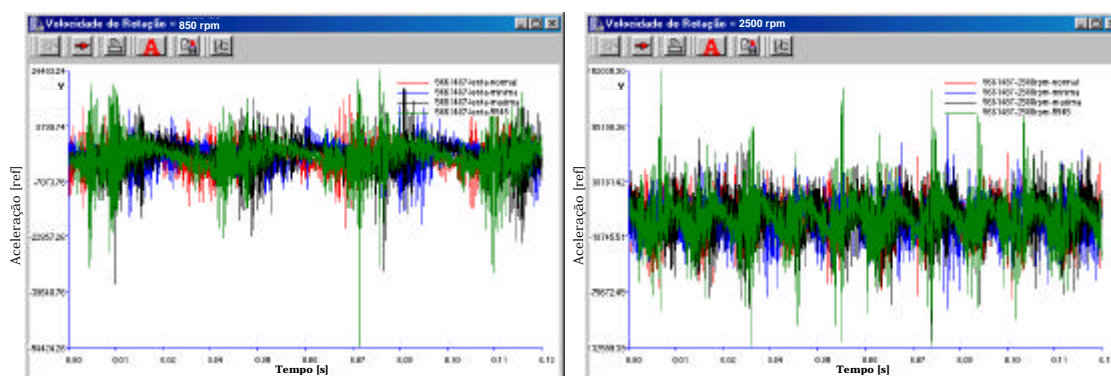


Figura 8.11d.: Nível de Vibração do motor 5661487 em 2500rpm.

As figuras 8.12a e b mostram as TDA's dos sinais de vibração do motor 5661487 em marcha lenta e em 2500rpm.



a) TDA em marcha lenta

b) TDA em 2500 rpm

Figura 8.12.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661487.

Observa-se que na figura 8.12a a TDA do sinal de vibração do motor com folga de válvulas acima do valor máximo em marcha lenta apresenta alguma diferença em relação às TDA's dos demais sinais. A TDA do motor com folga de válvula no valor

máximo tem comportamento semelhante ao motor com folga de válvula acima do máximo, porém a diferença em relação ao motor com folga de válvula normal de produção não é tão acentuada. Tal análise se repete em relação a TDA do sinal de vibração do motor com folga de válvula acima do máximo em 2500 rpm apresentada pela figura 8.12b. As demais TDA's dos outros sinais de vibração apresentam comportamento semelhante.

Os sinais coletados do motor 5661505 são apresentados nas figuras 8.13a, b, c e d em forma de FFT com bandas de 1/3 de oitava.

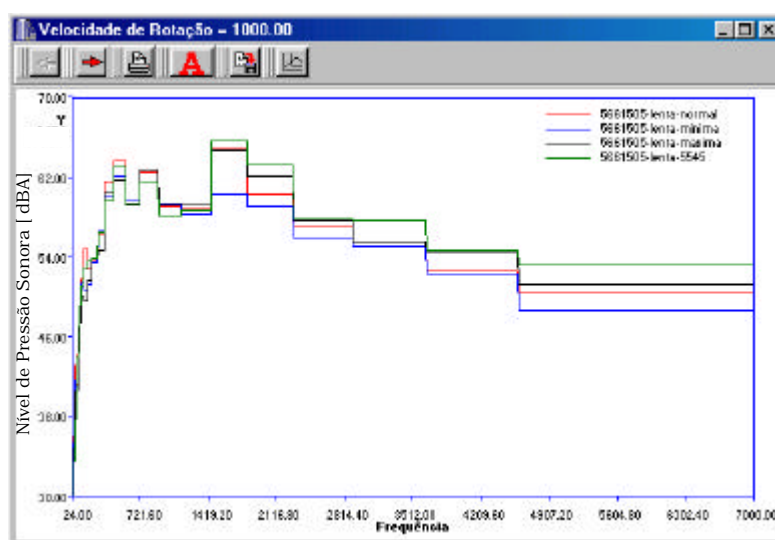


Figura 8.13a.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661505 em marcha lenta.

Pela figura 8.13a, pode-se observar que a partir da frequência de 1440 Hz o motor com folga de válvulas acima do valor máximo apresenta NPS consideravelmente maior que as demais configurações de folga de válvulas. Esta diferença de NPS gira entre 2 e 5 dB comparando-se com o motor com folga de válvula normal de produção. O motor com folga de válvula no valor máximo apresenta comportamento semelhante em relação ao motor com folga de válvula normal de produção, porém com diferença menos significativa e girando entre 2 e 4 dB, com exceção da faixa de frequência entre 2900 Hz a 3650 Hz onde a diferença não é significativa.

Já a figura 8.13b mostra que na faixa de frequência entre 95 Hz e 290 Hz o motor com folga de válvula acima do valor máximo apresenta grande diferença no nível de vibração gerado em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Nesta faixa a diferença fica entre 3 e 6,5 dB. Tal comportamento volta a se repetir a partir de 365 Hz com diferença entre 2,5 e 6,5 dB. Em torno da frequência de 328 Hz o motor apresenta comportamento idêntico em relação a todas as configurações

de folga de válvula.

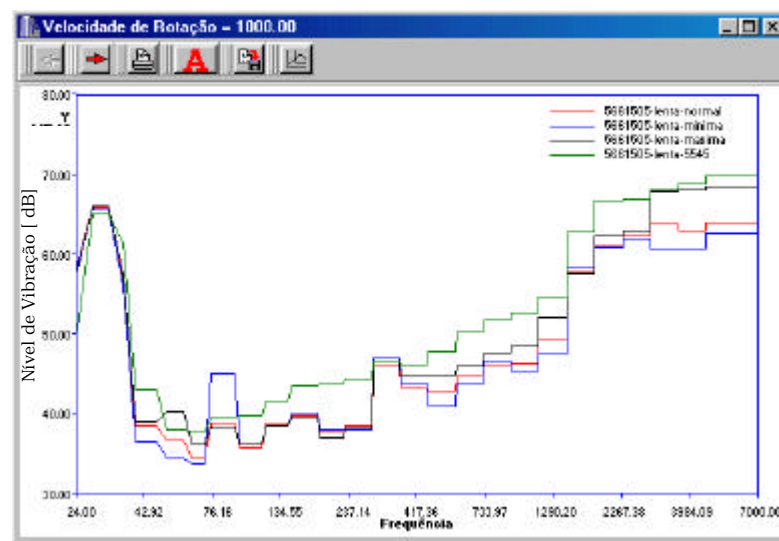


Figura 8.13b.: Nível de Vibração do motor 5661505 em marcha lenta.

Tal comportamento se repete em relação a frequência de 84 Hz, porém com uma certa diferença em relação ao motor com folga de válvula no mínimo com aproximadamente 5 dB acima das demais configurações.

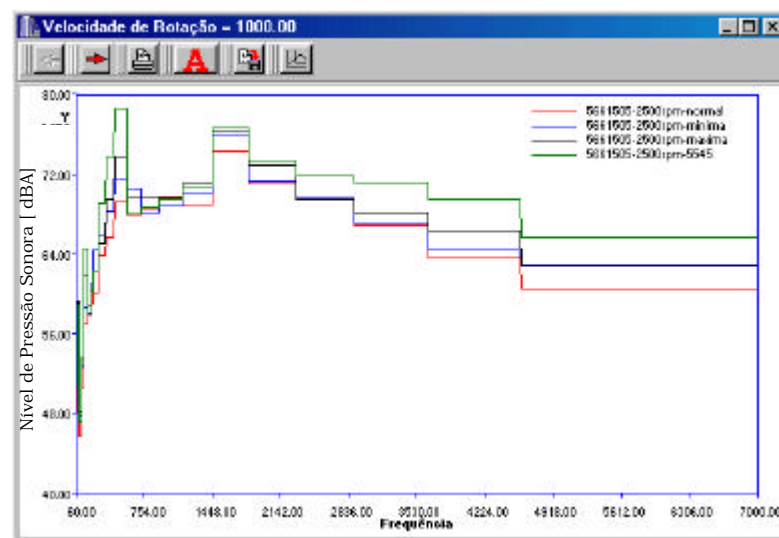


Figura 8.13c.: Nível de Pressão Sonora do motor 5661505 em 2500rpm.

Nota-se pela figura 8.13c que na faixa de frequência de 290 Hz a 576 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo apresenta uma grande diferença de NPS em relação às demais configurações de folga de válvulas. Tal diferença fica em torno de 5 a 9 dB. A partir de 1450 Hz este comportamento volta a se repetir com diferença entre 2 e 6 dB. No caso de folga de válvula no máximo observa-se comportamento semelhante à folga de válvula acima do máximo na faixa de frequência entre 368 Hz

e 576 Hz com diferença em torno de 4 dB e a partir de 3652 Hz tal diferença fica em torno de 3 dB. O comportamento das demais configurações de folga de válvula se mantém semelhante, com diferença máxima de 1,5 dB.

Para a figura 8.13d observa-se uma diferença de nível de vibração do motor com folga de válvula acima do máximo bastante acentuada já a partir de 120 Hz até o final do espectro, sendo que esta diferença varia entre 4 e 10 dB em relação às outras configurações de folga de válvula. Percebe-se um comportamento semelhante entre as demais configurações de folga de válvulas ao longo de todo o espectro, com exceção das faixas de frequência em torno de 326 Hz, 1285 Hz e entre 2900 Hz e 4590 Hz nas quais o motor com folga de válvula no máximo apresenta comportamento semelhante ao motor com folga de válvula acima do máximo, com diferença entre 2 e 4 dB.

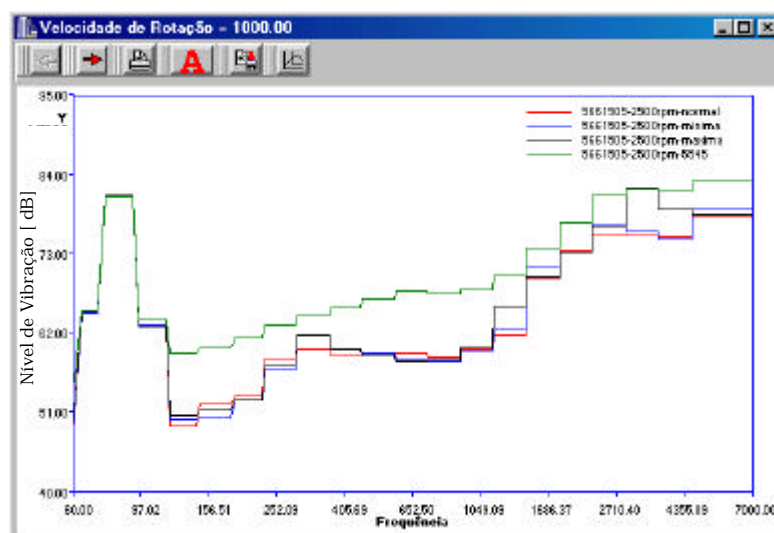
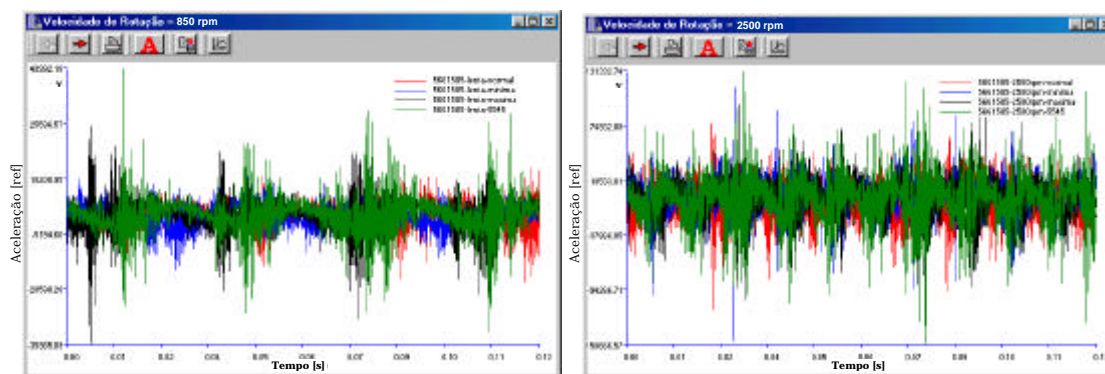


Figura 8.13d.: Nível de Vibração do motor 5661505 em 2500rpm.

As figuras 8.14a e b mostram as TDA's dos sinais de vibração do motor 5661505 em marcha lenta e em 2500rpm.

Observa-se pela figura 8.14a que existe uma diferença significativa entre as TDA's das configurações de folga de válvula no máximo e acima desta em relação às demais configurações estudadas. Para as TDA's apresentadas na figura 3.14b percebe-se que existe uma diferença entre o sinal do motor com folga de válvula acima do máximo e os demais sinais, porém tal diferença não é tão significativa, já as demais TDA's apresentam comportamento semelhante.



a) TDA em marcha lenta

b) TDA em 2500 rpm

Figura 8.14.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661505.

Pelos gráficos dos espectros e TDA's apresentados nesta seção pode-se perceber que de uma maneira geral o comportamento dos motores em relação à geração de vibração e ruído decorrente das modificações realizadas em suas folgas de válvulas é bastante semelhante, com algumas exceções em algumas frequências centrais de bandas de 1/3 de oitava.

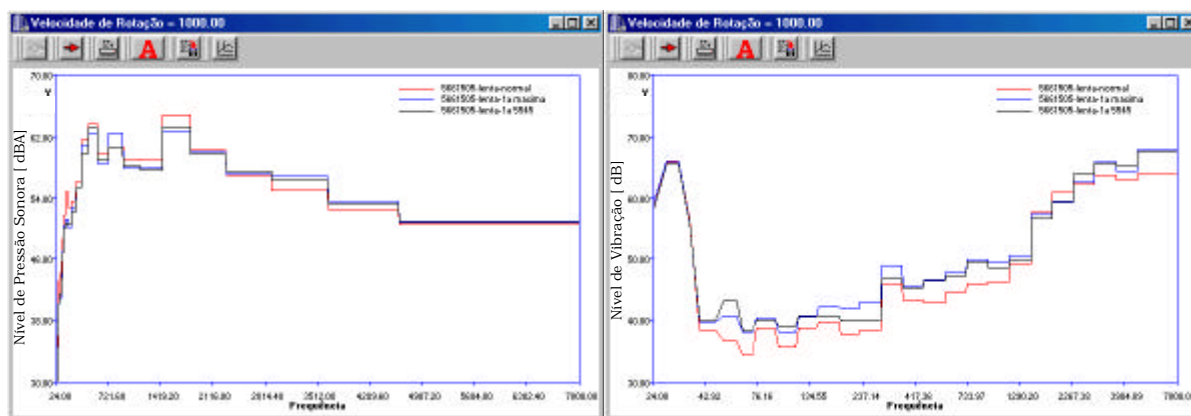
Na seção a seguir são apresentados os resultados referentes a análise da influência da variação da folga de uma válvula por vez.

8.2.3 – Análise da influência individual das folgas de válvulas.

Dando seqüência aos experimentos descritos no capítulo anterior, os gráficos apresentados a seguir se referem às medições do motor 5661505 de acordo com as modificações citadas na etapa 6 do capítulo 7. Portanto, tais gráficos mostram comparações entre os níveis de vibração e ruído gerados por este motor com folga de cada uma das válvulas com o valor original de produção, com o valor mínimo de engenharia, com o valor máximo de engenharia e com 0,05 mm acima do limite máximo de engenharia de acordo com os valores descritos na tabela 7.3.

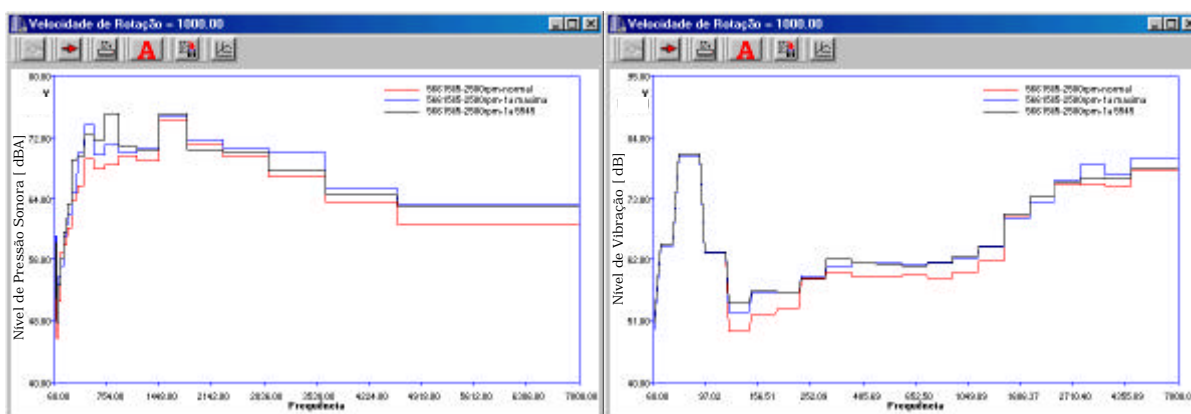
As figuras 8.15a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 1ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.

Percebe-se pela figura 8.15a que a variação da folga da 1ª válvula não provocou uma diferença significativa no NPS gerado. As três configurações de folga de válvulas apresentaram comportamento semelhante, com diferenças máximas de 1,5 dB.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

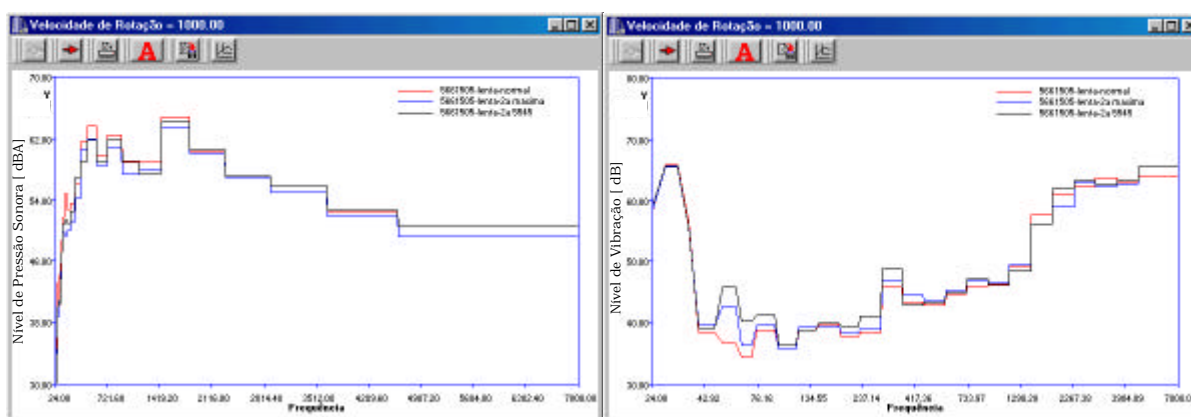
d) Vibração gerado em 2500 rpm

Figura 8.15.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 1ª válvula.

Já pela figura 8.15b pode-se notar que existe uma diferença entre 4 e 6,5 dB do nível de vibração gerado pela folga de válvula acima do máximo entre 53 e 73 Hz. Tal comportamento se repete em relação à medição do motor com folga de válvula no máximo, porém com 4 dB de diferença em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Existe uma leve diferença entre 2 a 3,5 dB dos níveis de vibração gerados pelas folgas de válvulas no máximo e acima do máximo na frequência de 106 Hz entre 190 Hz e 1140 Hz e acima de 2890 Hz em relação a folga de válvula normal de produção. Nas demais faixas de frequência as diferenças são inferiores a 1,9 dB. Pela figura 8.15c nota-se uma grande diferença do NPS gerado pelo motor com folga de válvula acima do máximo, entre 3 e 6,5 dB, entre 230 Hz e 910 Hz e a partir de 4596 Hz tem-se uma diferença de 2,5 dB em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. O motor com folga de válvula no máximo apresenta diferença entre 2 a 4,5 dB na faixa de 365 Hz e 910 Hz e a partir

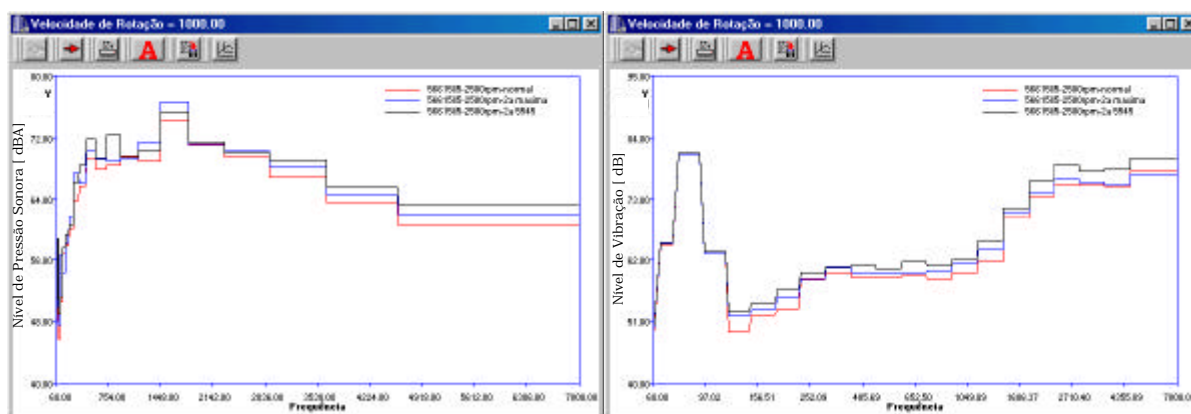
de 2900 Hz em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Pela figura 8.15d percebe-se uma diferença de aproximadamente entre 3 e 5 dB nos níveis de vibração gerados pelo motor com folga de válvula acima do máximo e de 3 dB pelo motor com folga de válvula máximo, sendo para ambos na faixa de frequência entre 120 Hz e 230 Hz. Para a faixa de 290 Hz a 1440 Hz o motor com folga de válvula no máximo e acima do máximo geram aproximadamente 2 dB a mais que o motor com folga de válvula normal de produção. Em torno de 3220 Hz e acima de 4596 Hz o motor com folga de válvula no máximo gera cerca de 3 dB a mais que o motor com folga de válvula normal de produção.

As figuras 8.16a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 2ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

d) Vibração gerado em 2500 rpm

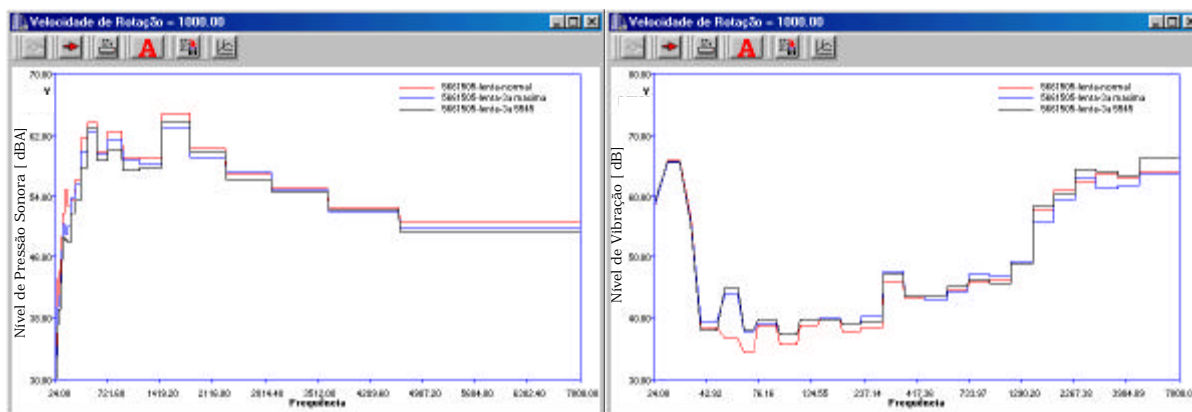
Figura 8.16.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 2ª válvula.

Pela figura 8.16a observa-se pequenas diferenças do NPS gerado pelas configurações de folgas de válvula estudadas, porém tal diferença fica abaixo de 2 dB ao longo do espectro. Já pela figura 8.16b observa-se uma diferença entre 2,5 e 9 dB na faixa de 53 Hz a 93 Hz e entre 230 Hz e 365 Hz tem-se uma diferença de aproximadamente 3 dB do motor com folga de válvula acima do máximo em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Para o motor com folga de válvula no máximo tem-se uma diferença de 6 dB em relação ao motor com folga de válvula normal de produção em torno de 57 Hz. Pela figura 8.16c nota-se uma grande diferença do NPS gerado pelo motor com folga de válvula acima do máximo, entre 2,5 e 4 dB, entre 290 Hz e 576 Hz e a partir de 2900 Hz tem-se uma diferença de 2 dB em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. O motor com folga de válvula no máximo apresenta diferença entre 2,5 a 3,5 dB em torno da frequência de 310 Hz e entre 1150 Hz e 1820 Hz em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Pela figura 8.16d percebe-se uma diferença entre 2 e 3,5 dB nos níveis de vibração gerados pelo motor com folga de válvula acima do máximo na faixa de frequência entre 120 Hz e 230 Hz e de aproximadamente 2 dB gerado pelo motor com folga de válvula máximo em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Para a faixa acima de 290 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera entre 2 e 4 dB a mais que o motor com folga de válvula normal de produção. O comportamento das demais configurações a partir de 230 Hz é bastante semelhante com diferença máxima de 1,5 dB.

As figuras 8.17a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 3ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.

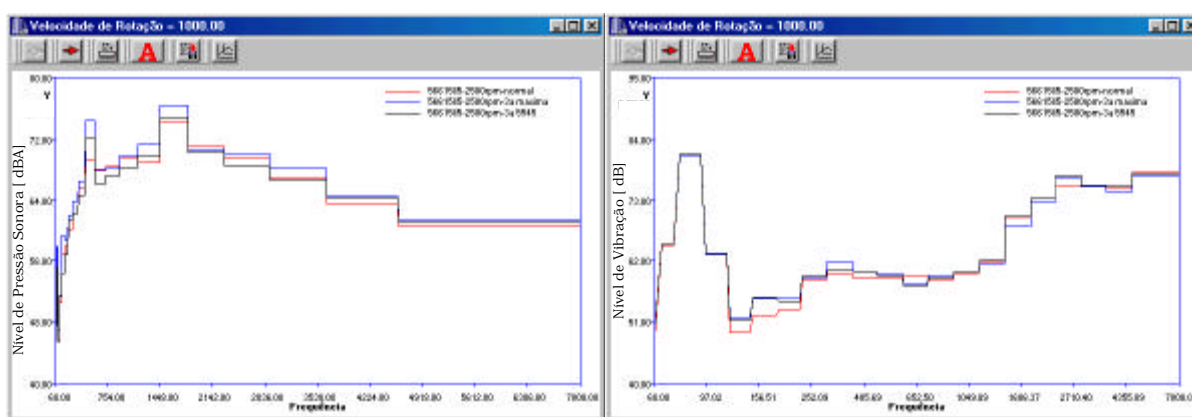
Observa-se pela figura 8.17a que o motor com folga de válvula acima do máximo gera NPS menor que o motor com folga de válvula normal de produção em torno de 410 Hz e 820 Hz, sendo tal diferença entre 2 e 4 dB. Nas demais frequências ao longo do espectro tal diferença é menor que 1,5 dB. Comparando-se o motor com folga de válvula no máximo com o motor com folga de válvula normal de produção, a diferença de NPS gerado ao longo do espectro é menor que 1,8 dB. Pela figura 8.17b o motor com folga de válvula acima do máximo e no máximo geram nível de vibração maior que o motor com folga de válvula normal de produção entre 53 Hz e 73 Hz em torno de 3,5 a 8 dB e 3,5 e 7 dB respectivamente. Em torno de 2550 Hz e

após 4596 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo volta a gerar mais vibração que o motor com folga de válvula normal de produção, porém com diferença de aproximadamente 2,2 dB. No restante do espectro o motor com ambas as configurações de folgas de válvula apresentam diferença inferior a 2 dB,s.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

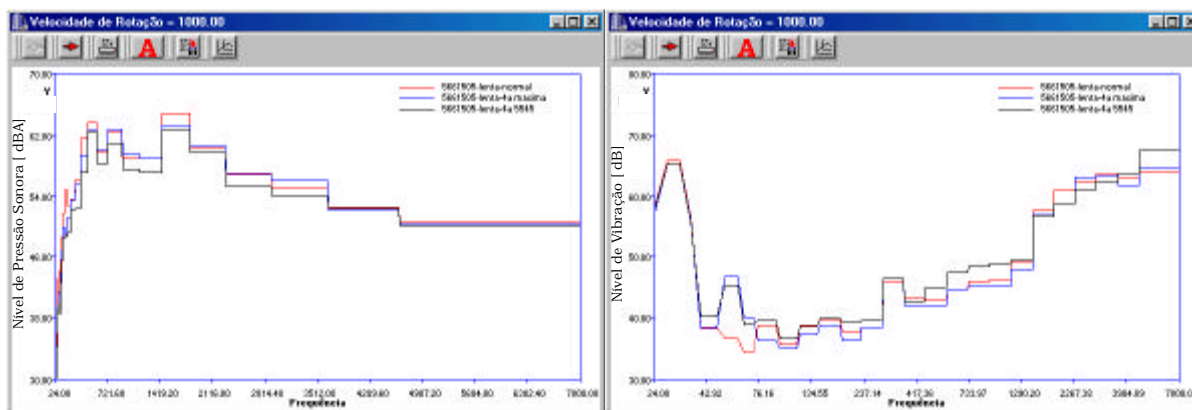
d) Vibração gerado em 2500 rpm

Figura 8.17.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 3ª válvula.

Nota-se pela figura 8.17c que apenas em torno de 520 Hz existe uma diferença significativa do NPS gerado pelo motor com folga de válvula no máximo e acima do máximo em relação ao motor com folga de válvula normal de produção, sendo tal diferença de 5 e 3 dB respectivamente. Nas demais freqüências do espectro a diferença entre ambas as configurações é menor que 2 dB. Pela figura 8.17d nota-se uma diferença do nível de vibração gerado pelo o motor com folga de válvula no máximo e acima do máximo em relação ao nível gerado pelo motor com folga de válvula normal de produção entre 120 Hz e 186 Hz, sendo tal diferença entre 2 e 3 dB. Em torno de 207 Hz e 325 Hz o motor com folga de válvula no máximo gera

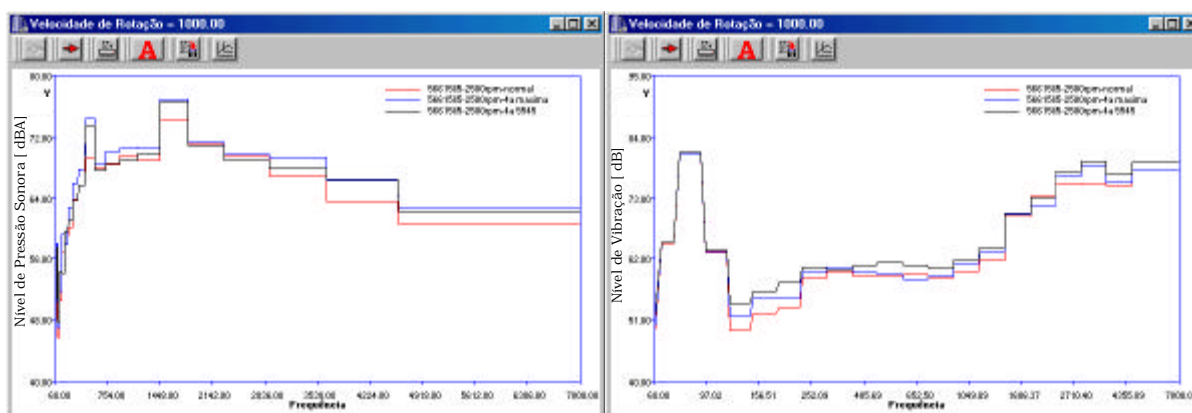
aproximadamente 2,2 dB acima do motor com folga de válvula normal de produção, nas demais freqüências do espectro a diferença entre as configurações fica abaixo de 1,9 dB.

As figuras 8.18a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 4ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

d) Vibração gerado em 2500 rpm

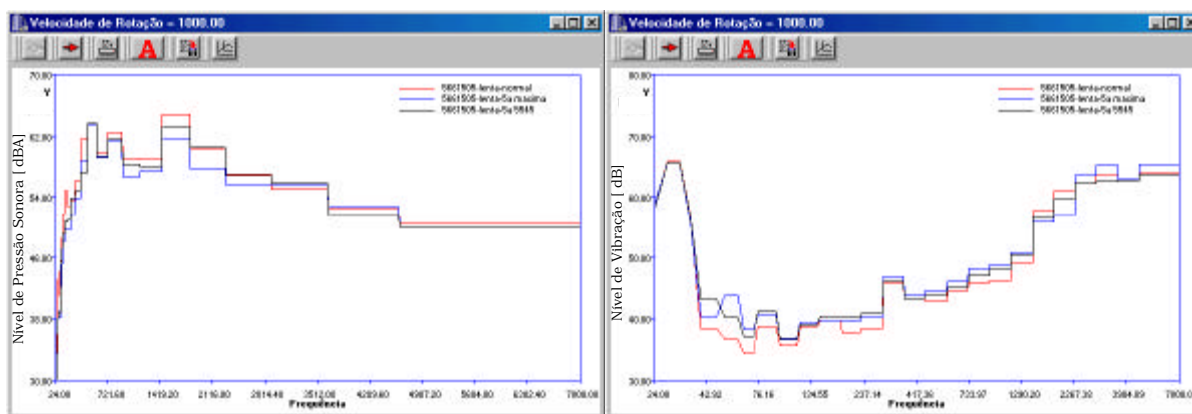
Figura 8.18.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 4ª válvula.

Observa-se pela figura 8.18a que o motor com folga de válvula acima do máximo gera NPS menor que o motor com folga de válvula normal de produção em torno de 328 Hz, 410 Hz e 1640 Hz, sendo tal diferença entre 2 e 4 dB. Nas demais freqüências ao longo do espectro tal diferença é menor que 1,8 dB. Comparando-se o motor com folga de válvula no máximo com o motor com folga de válvula normal de produção, a diferença de NPS gerado ao longo do espectro é menor que 1,8 dB

com exceção do NPS gerado em torno da frequência de 410 Hz que a diferença fica em torno de 2,2 dB. Pela figura 8.18b o motor com folga de válvula acima do máximo e no máximo geram nível de vibração maior que o motor com folga de válvula normal de produção entre 53 Hz e 73 Hz em torno de 4,5 a 8,5 dB e 5,5 e 10 dB respectivamente. Entre 460 Hz e 1550 Hz e após 4596 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera nível de vibração entre 2,2 e 3,5 dB acima do motor com folga de válvula normal de produção. Nas demais frequências a diferença entre as configurações de folgas de válvula é inferior a 1,9 dB. Nota-se pela figura 8.18c que em torno da frequência de 520 Hz, de 1640 Hz e a partir de 3652 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera NPS entre 2 e 4,5 dB acima do motor com folga de válvula normal de produção. Comporta-se de maneira semelhante o motor com folga de válvula no máximo, em torno da frequência de 520 Hz, de 1640 Hz e a partir de 2900 Hz com diferença entre 2,5 e 4,8 dB. A diferença entre as configurações de folgas de válvula fica abaixo de 1,8 dB para as demais frequências. Pela figura 8.18d a diferença de nível de vibração gerado entre o motor com folga de válvula acima do máximo e normal de produção entre 120 Hz e 290 Hz, entre 365 Hz e 575 Hz, em torno de 1285 Hz e acima de 2300 Hz fica entre 2 e 5 dB. Nas demais frequências esta diferença é inferior a 1,8 dB. Comparando-se o motor com folga de válvula no máximo com folga normal de produção entre 120 Hz e 185 Hz e em torno de 3200 Hz a diferença fica entre 2,5 e 3 dB, para as demais frequências tal diferença fica abaixo de 1,5 dB.

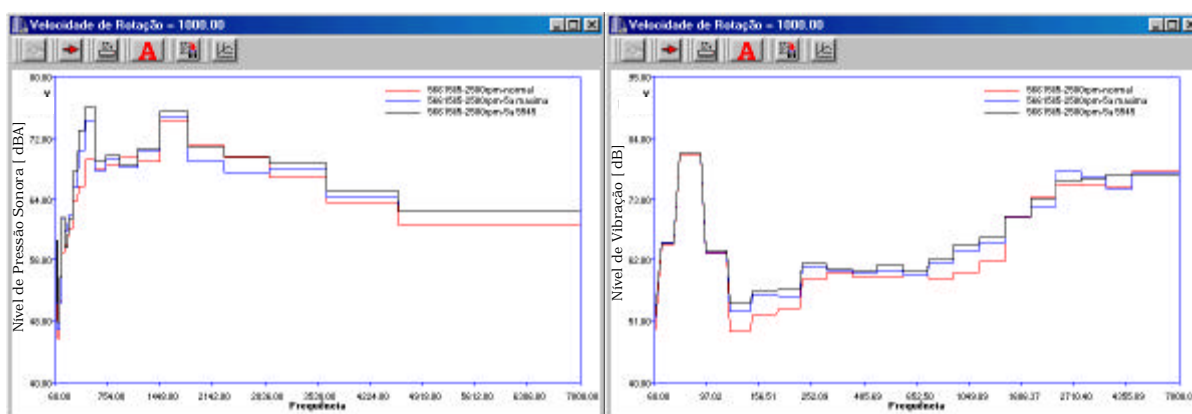
As figuras 8.19a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 5ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.

Pela figura 8.19a o motor com folga de válvula acima do máximo gera 4 dB de NPS menos que o motor com folga normal de produção em torno de 410 Hz. Nas demais frequências tal diferença é inferior a 1,5 dB. Já o motor com folga de válvula no máximo gera entre 2,5 e 3 dB de NPS menos que o motor com folga normal de produção na faixa de 410 Hz, 1015 Hz e entre 1440 Hz e 2296 Hz, sendo que fora destas, a diferença é inferior a 1,7 dB.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

d) Vibração gerado em 2500 rpm

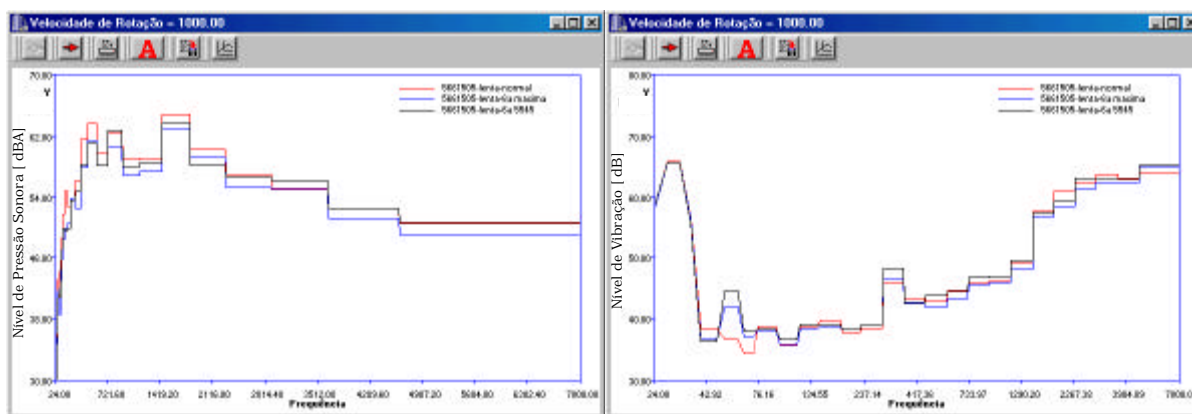
Figura 8.19.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 5ª válvula.

Já a figura 8.19b mostra entre 53 Hz e 93 Hz e, entre 189 Hz e 289 Hz diferença entre 2,5 e 5 dB a mais de geração de nível de vibração do motor com folga de válvula acima do máximo em relação ao motor com folga de válvula normal de produção e diferença inferior a 1,7 dB no restante do espectro. Pode-se observar também entre 53 Hz e 73 Hz e entre 730 Hz e 1150 Hz diferença de 2,3 a 7 dB acima de geração de nível de vibração do motor com folga de válvula no máximo em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Já em torno de 2050 Hz o motor com folga de válvula no máximo gera 4dB a menos que o motor com folga de válvula normal de produção. Nas demais frequências esta diferença é inferior a 1,8 dB. Pela figura 8.19c nota-se entre 290 Hz e 576 Hz uma diferença entre 4 e 7 dB nos NPS gerados pelo motor com folga de válvula acima do máximo e entre 2 e 5 dB do motor com folga de válvula no máximo, ambos em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Acima de 4596 Hz o motor com

folga de válvula acima do máximo e no máximo geram cerca de 2 dB a mais que o motor com folga de válvula normal de produção. Nas demais frequências a diferença de NPS entre as configurações é inferior a 2 dB. Já a figura 8.19d mostra que entre 120 Hz e 290 Hz, em torno de 510 Hz, entre 730 Hz e 1450 Hz e em torno de 4070 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera nível de vibração entre 2,3 e 5 dB maior em relação ao motor com folga de válvula normal de produção. Comportamento semelhante ocorre com o motor com folga de válvula no máximo em relação ao motor com folga de válvula normal de produção entre 120 Hz e 290 Hz, entre 730 Hz e 1450 Hz e em torno de 2545 Hz sendo a diferença de nível de vibração entre 2,2 e 4 dB. no restante do espectro a diferença de nível de vibração gerado pelas configurações de folga de válvulas estudadas é inferior a 1,8 dB.

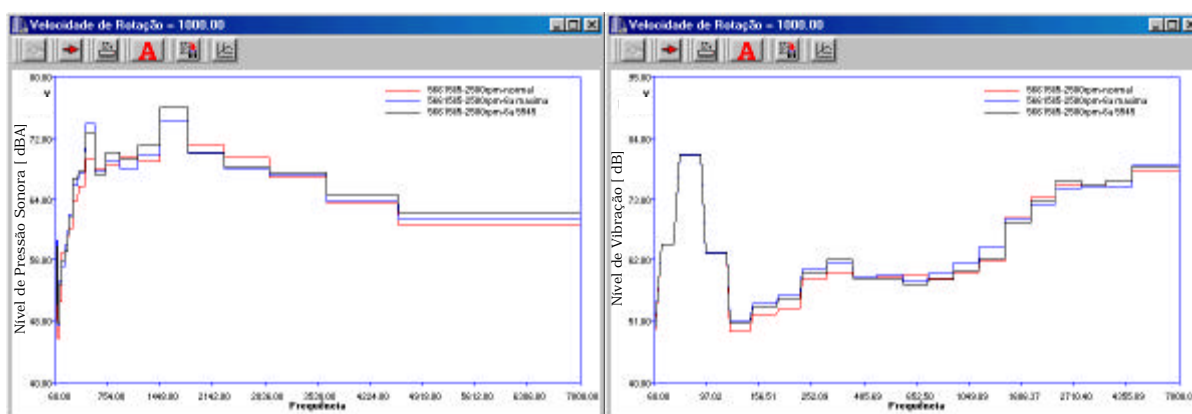
As figuras 8.20a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 6ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.

Observando a figura 8.20a percebe-se que o motor com folga de válvula acima do máximo gera NPS menor que o motor com folga de válvula normal de produção entre 368 Hz e 576 Hz e em torno de 2050 Hz, sendo tal diferença entre 2 e 3,3 dB. O motor com folga de válvula no máximo gera NPS entre 2,2 e 3,7 dB menor que o motor com folga de válvula normal de produção na faixa de frequência de 290 Hz e 576 Hz e em torno de 1026 Hz. Nas demais frequências do espectro a diferença de NPS gerado pelas configurações de folgas de válvula é inferior a 1,9 dB. Percebe-se pela figura 8.20b que entre 53 Hz e 73 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo e no máximo geram nível de vibração entre 3,5 e 8 dB e 2,7 e 5,5 dB respectivamente maiores que o motor com folga de válvula normal de produção. Em torno de 325 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera aproximadamente 2,2 dB a mais que o motor com folga de válvula normal de produção. Em torno de 2050 Hz o motor com folga de válvula normal de produção gera nível de vibração 2,4 dB maior que o motor com folga de válvula no máximo. Nas demais frequências as diferenças entre as configurações de folgas de válvulas são inferiores a 1,9 dB.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

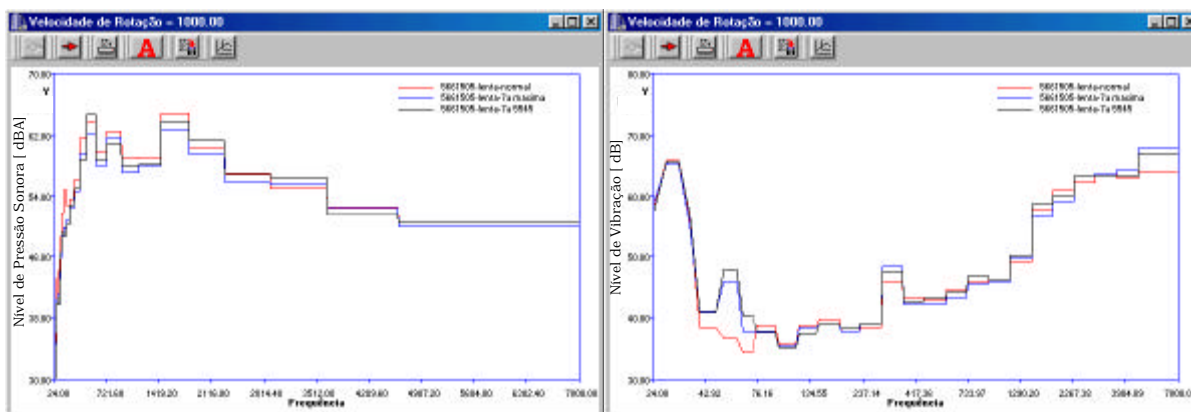
d) Vibração gerado em 2500 rpm

Figura 8.20.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 6ª válvula.

Pela figura 8.20c observa-se que o motor com folga de válvula acima do máximo gera NPS entre 2,1 e 3,5 dB maior que o motor com folga de válvula normal de produção na faixa de 290 Hz a 576 Hz e em torno de 1291 Hz. Entre 232 Hz e 576 Hz o motor com folga de válvula no máximo gera NPS maior que o motor com folga de válvula normal de produção, com diferença entre 2 e 4,7 dB. Nas demais faixas de frequência a diferença de NPS entre as configurações de folgas de válvula é inferior a 1,9 dB. Pode-se observar pela figura 8.20d que o motor com folga de válvula acima do máximo gera nível considerável de vibração maior que o motor com folga de válvula normal de produção apenas em torno de 325 Hz, sendo tal diferença próxima a 2,5 dB. Já o motor com folga de válvula no máximo gera nível de vibração maior que o motor com folga de válvula normal de produção entre 149 Hz e 229 Hz e em torno de 1291 Hz, sendo a diferença entre 2,1 e 2,8 dB. No restante do espectro a diferença de nível de vibração gerado entre as configurações

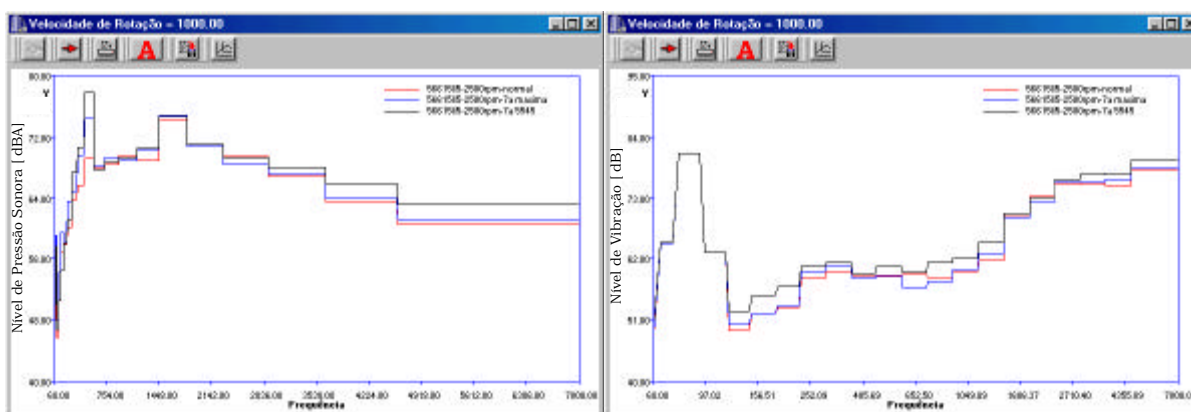
de folgas de válvula estudadas é inferior a 1,9 dB.

As figuras 8.21a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 7ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

d) Vibração gerado em 2500 rpm

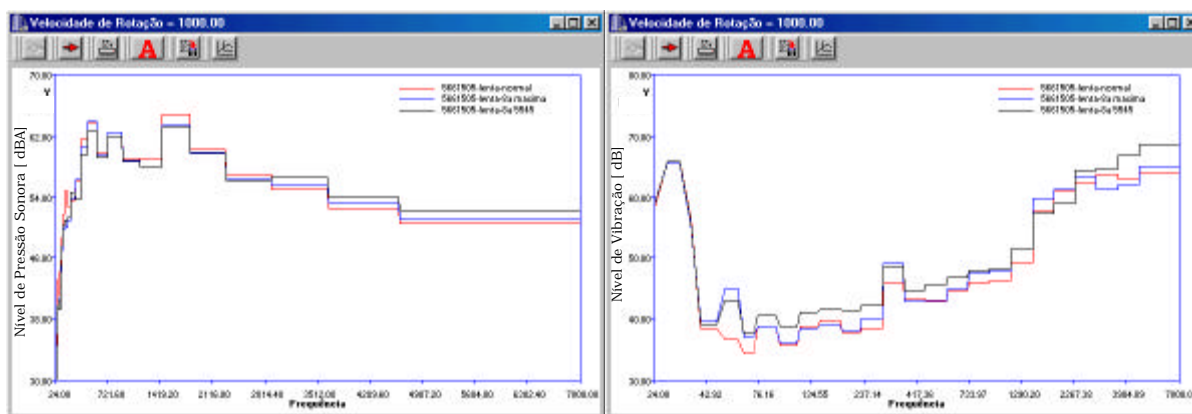
Figura 8.21.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 7ª válvula.

Observa-se através da figura 8.21a que em torno de 410 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera NPS 2,8 dB menor que o motor com folga de válvula normal de produção. Esta configuração de folga também gera NPS maior aproximadamente 2 dB que o motor com folga de válvula no máximo em torno de 410 Hz e 1625 Hz. A diferença entre as configurações de folgas de válvula ao longo do restante do espectro é inferior a 1,9 dB. Pela figura 8.21b que entre 41 Hz e 73 Hz e acima de 4596 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo e no máximo geram nível de vibração entre 2,5 e 11 dB e 2,7 e 8,5 dB respectivamente maiores

que o motor com folga de válvula normal de produção. O motor com folga de válvula no máximo também gera 2,5 dB a mais que o motor com folga de válvula normal de produção em torno de 324 Hz. Nas demais frequências a diferença de nível de vibração gerado entre as configurações de folgas de válvula é inferior a 1,8 dB. Pode-se observar através da figura 8.21c que entre 290 Hz e 576 Hz e acima de 3651 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera entre 2,5 e 9 dB de NPS a mais que o motor com folga de válvula normal de produção. Tal comportamento se repete com o motor com folga de válvula no máximo em torno de 260 Hz e entre 368 Hz e 576 Hz com diferença entre 3,5 e 4,7 dB. A diferença é inferior a 1,5 dB entre as configurações de folga de válvula ao longo do restante o espectro. Observa-se pela figura 8.21d que entre 120 Hz e 290 Hz, entre 730 Hz e 1450 Hz e em torno de 4090 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera nível de vibração entre 2 e 3,8 dB maior que o motor com folga de válvula normal de produção. Observa-se também que o motor com folga de válvula no máximo e normal de produção tem comportamento bem semelhante ao longo de todo o espectro de frequência, menos em torno de 645 Hz onde a diferença de nível de vibração gerado é de 2,5 dB

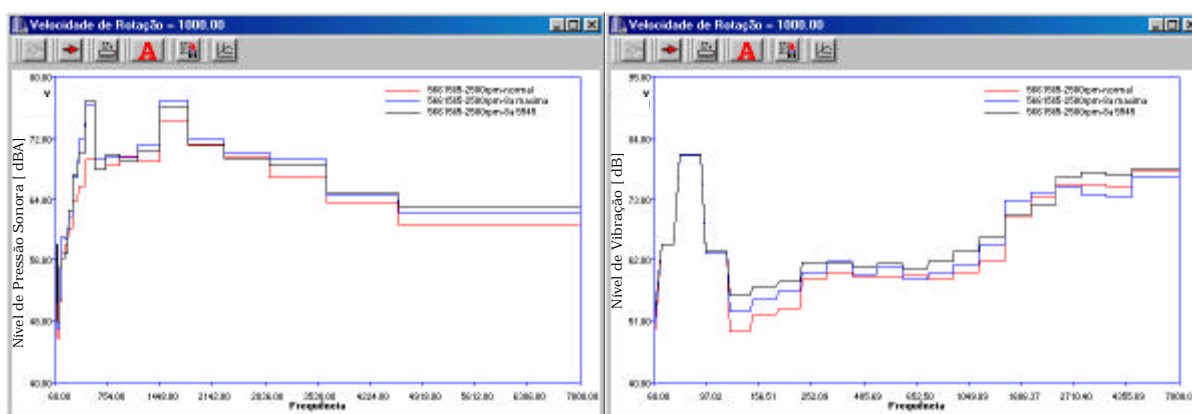
As figuras 8.22a, b, c e d representam os espectros dos sinais de vibração e ruído do motor 5661505 com a folga da 8ª válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e 2500 rpm.

Pela figura 8.22a entre 290 Hz e 456 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera em torno de 2,2 dB de NPS a menos que o motor com folga de válvula normal de produção. Ao longo do restante do espectro a diferença de NPS gerado entre as configurações de folgas de válvula é inferior a 1,9 dB. Já pela figura 8.22b nota-se que entre 53 Hz e 144 Hz, entre 190 Hz e 365 Hz, entre 460 Hz e 1450 Hz, em torno de 2572 Hz e a partir de 3654 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera nível de vibração entre 2 e 6,5 dB maior que o motor com folga de válvula normal de produção. Já o motor com folga de válvula no máximo gera nível de vibração entre 2 e 8,5 dB maior que o motor com folga normal de produção entre 53 Hz e 73 Hz, em torno de 328 Hz e em torno de 1630 Hz, e cerca de 2 dB menor em torno de 3258 Hz. Tem-se diferença inferior a 1,8 dB nos níveis de vibração gerados nas demais frequências considerando-se as configurações de folgas de válvula estudadas.



a) Ruído gerado em marcha lenta

b) Vibração gerado em marcha lenta



c) Ruído gerado em 2500 rpm

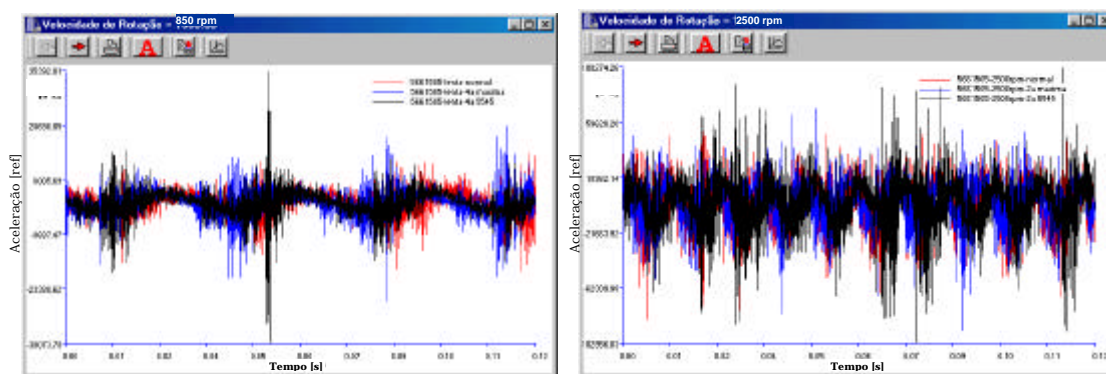
d) Vibração gerado em 2500 rpm

Figura 8.22.: Espectros do motor 5661505 em função da rotação e da variação da folga da 8ª válvula.

Pela figura 8.22c entre 230 Hz e 576 Hz e acima de 4596 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera NPS entre 2 e 7,5 dB maior que o motor com folga de válvula normal de produção. Já o motor com folga de válvula no máximo gera NPS entre 2,3 e 7 dB maior que o motor com folga de válvula normal de produção entre 290 Hz e 576 Hz, entre 1150 Hz e 1820 Hz e em torno de 3262 Hz. Nas demais frequências a diferença do NPS gerado pela configurações estudadas das folgas de válvula é inferior a 2 dB. Pela figura 8.22d entre 120 Hz e 290 Hz, entre 365 Hz e 576 Hz, entre 730 Hz e 1450 Hz e entre 2900 Hz e 4585 Hz o motor com folga de válvula acima do máximo gera nível de vibração entre 2 e 6,5 dB maior que o motor com folga de válvula normal de produção. O motor com folga de válvula no máximo gera nível de vibração entre 2,8 e 3,5 dB maior que o motor com folga de válvula normal de produção entre 120 Hz e 230 Hz e entre 1150 Hz e 1825 Hz, e cerca de 4 dB menos que o motor com folga de válvula acima do máximo entre

2900 Hz e 4585 Hz. Nas demais freqüências do espectro a diferença de nível de vibração gerado pelas configurações de folgas de válvula estudadas é inferior a 1,9 dB.

As figuras 8.23a e b representam exemplos das TDA's dos sinais de vibração do motor 5661505 com a folga de uma das válvula com valor normal de produção, no máximo e acima do máximo e as demais válvulas com folga no valor normal de produção com o motor funcionando em marcha lenta e em 2500 rpm.



a) TDA em marcha lenta

b) TDA em 2500 rpm

Figura 8.23.: TDA's dos sinais de vibração do motor 5661505 variando-se apenas uma das folgas de válvulas.

Percebe-se pelos gráficos apresentados acima que a TDA do motor com folga de válvula acima do máximo em marcha lenta apresenta um pico de vibração no centro do período bem maior do que as demais configurações de folga de válvula, porém tal diferença não é percebida na TDA dos sinais com o motor funcionando em 2500 rpm.

As TDA's dos sinais medidos das folgas das demais válvulas em marcha lenta e em 2500 rpm apresentaram comportamento semelhante aos gráficos acima, utilizados como exemplo, porém pelo fato de não ter sido utilizado um mecanismo de sincronismo do sinal de vibração medido com as fases do motor, os demais gráficos não serão mostrados neste capítulo, pois os mesmos mostraram os sinais bastante dessincronizados. Vale lembrar porém que, mesmo dessincronizados, foi possível verificar que a influência nos sinais de vibração de tais válvulas é semelhante ao exposto acima.

As TDA's dos sinais de ruído não foram utilizadas neste estudo porque se mostraram bastante confusas, não contribuindo portanto para as análises da influência da modificação das folgas de válvulas na variação dos sinais de ruído

medidos.

Pelos vários gráficos de espectros apresentados anteriormente pode-se observar que o comportamento dos níveis de vibração e do NPS gerado pelas várias configurações de folgas de válvulas é bastante semelhante em determinadas faixas de frequência. Tal consideração pode ser estendida às TDA's de tais sinais ao longo de seus períodos. Tal discussão é mais profundamente discutida no capítulo seguinte.

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES

Este capítulo relata as conclusões obtidas através das análises dos dados referentes ao estudo das frequências naturais dos principais componentes do cabeçote do motor e referentes aos estudos dos testes a quente dos motores utilizados para a avaliação da variação dos níveis de vibração e NPS gerados pela modificação das folgas de válvulas. São confrontadas, também, as análises dos dados mensurados com as forças envolvidas no trem de válvulas discutidas nos capítulos 03 e 06, verificando-se a influência de tais forças na geração dos níveis de vibração e NPS.

9.1 – Principais ressonâncias dos componentes do motor.

Pode-se concluir através do que foi exposto na seção 8.1 do capítulo anterior que se conseguiu determinar as frequências naturais dos principais componentes envolvidos no estudo da influência da variação da folga de válvula na geração de vibração e ruído do motor FIRE 1.0 8V, tais como o eixo comando, cabeçote usinado, cabeçote montado e motor completo, uma vez que podem ser verificados, pelo gráfico apresentado como exemplo, picos de frequências naturais bem definidos no espectro de frequência com coerência das medições realizadas em tais picos bastante elevada, ficando tal coerência sempre acima de 0,98.

Conclui-se, porém, que a determinação de tais frequências naturais não ajudaram muito a orientar a análise dos sinais de vibração e ruído provenientes dos testes a quente dos motores estudados, pois apenas nos testes para análise global de folga de válvulas dos motores em marcha lenta percebeu-se uma diferença bem definida nos NPS gerados nas regiões de frequência natural de alguns componentes do cabeçote do motor.

9.2 – Efeitos das folgas nos testes a quente.

Apresentam-se, a seguir, as conclusões a respeito das análises dos dados referentes aos testes realizados para avaliar a influência da variação dos níveis de vibração e ruído gerados pela modificação das folgas de válvulas dos motores.

9.2.1 – Repetibilidade das medições realizadas.

Pelo exposto na seção 8.2.1 pode-se concluir que os níveis de vibração e de ruído gerados pelos motores estudados têm comportamentos bastante homogêneos, comparando-se medições repetidas de uma mesma configuração de folga de válvulas e considerando-se que alguns parâmetros dos testes a quente executados, tais como rotação, carga aplicada ao motor, temperatura do óleo e temperatura do líquido de arrefecimento são mantidos sobre controle.

Pode-se concluir, também, que a cadeia de medição utilizada apresenta alta precisão das medições executadas. Tal característica foi observada durante as medições sucessivas de uma mesma configuração de folga de válvulas e durante a calibração de tal cadeia, utilizando-se os calibradores de acelerômetro e microfone citados no capítulo 07.

9.2.2 – Influência da variação global das folgas de válvulas na geração de vibração e ruído do motor FIRE 1.0 8V.

Pode-se observar através das figuras 8.9a, 8.11a e 8.13a que entre 1440 Hz e 2290 Hz e a partir de 4600 Hz os motores com folga de válvulas acima do máximo apresentam NPS entre 2 e 5,5 dB maiores que os motores com folga de válvulas normal de produção. Um comportamento semelhante foi apresentado pelo motor 5661505, com folga máxima de válvula. Nota-se que dentro desta faixa de frequência está a 1ª frequência natural de vibração do cabeçote usinado e do motor completo e a 2ª harmônica do eixo comando.

Pode-se notar através das figuras 8.9b, 8.11b e 8.13b que entre 95 Hz e 290 Hz e a partir de aproximadamente 365 Hz os motores com folga de válvulas acima do máximo apresentam níveis de vibração entre 2 e 9 dB maiores que os motores com folga de válvulas normal de produção. As outras configurações de folga de válvulas apresentam algumas variações entre si porém percebe-se um comportamento semelhante entre os motores estudados.

Pode-se observar através das figuras 8.9c, 8.11c e 8.13c que a partir de 1830 Hz os motores com folga de válvulas acima do máximo apresentam NPS entre 2,5 e 9 dB maiores que os motores com folga de válvulas normal de produção. Também entre 290 Hz e 576 Hz os motores 5661486 e 5661505 com folga de válvulas acima do máximo apresentam esta mesma diferença de NPS em relação aos motores com folga de válvulas normal de produção. O motor 5661505 com folga de válvulas no

máximo apresenta nível de pressão sonora 4 dB maior que o motor com folga de válvulas normal de produção em algumas faixas de frequência.

Pelas figuras 8.9d, 8.11d e 8.13d nota-se que a partir 120 Hz até praticamente o final do espectro os motores com folga de válvulas acima do máximo apresentam níveis de vibração entre 2 e 11 dB maiores que os motores com folga de válvulas normal de produção. Nota-se também que o motor com folga de válvulas no máximo apresenta nível de vibração maior que o motor com folga de válvulas normal de produção em algumas faixas de frequência.

As TDA's expostas na seção 8.2.2 do capítulo anterior mostram que os motores com folga de válvulas acima do máximo apresentam picos de vibração mais intensos em determinados momentos do período mostrado em relação as demais configurações de folga de válvulas, porém estes picos não se repetem ao longo de todo o período do sinal medido, o que era de se esperar, uma vez que todas as válvulas estão com a mesma folga para cada sinal mostrado. A diferença entre as TDA's dos sinais medidos é mais perceptível no caso dos motores em marcha lenta, porém para os motores em 2500 RPM tal diferença não é tão significativa.

Pelas análises realizadas a cerca dos dados apresentados na seção 8.2.2 e pelas considerações feitas acima pode-se concluir que, de uma maneira geral, os três motores montados para a realização dos testes a quente apresentaram comportamento semelhante em relação à variação dos níveis de vibração e NPS gerados pelas diferentes configurações de folga de válvulas, porém com algumas diferenças em torno de algumas frequências.

Conclui-se, também, que os motores com folgas de válvulas acima do valor máximo geram nível de vibração e NPS significativamente maiores que os motores com folgas de válvulas normais de produção e no mínimo. Tal diferença se deve ao fato de que trabalhando com folga de válvulas acima do valor máximo definido pela engenharia faz com que o trem de válvulas funcione na região C do perfil do cames, definida no capítulo 06, que é a região de alta velocidade e aceleração das curvas de velocidade e aceleração de afastamento impostas ao trem de válvulas pelo perfil do cames apresentadas no capítulo 06. Tal condição faz com que as forças de impacto envolvidas no trem de válvulas no momento da abertura e fechamento de válvulas sejam muito grandes, provocando assim um aumento nos níveis de vibração e NPS gerados. Em algumas situações, tal fenômeno se repete com os motores com folga de válvulas no valor máximo definido pela engenharia pois esta

configuração faz com que os motores trabalhem no limite entre as regiões A e C do perfil do cames, sendo estas regiões a de baixa e alta velocidade e aceleração impostas ao trem de válvulas pelo perfil do cames respectivamente. Pode-se verificar, portanto, que a conclusão acima relatada está de acordo com a teoria referente às forças envolvidas no trem de válvulas descrita no capítulo 03.

9.2.3 – Influência da variação individual das folgas de válvulas na geração de vibração e ruído do motor FIRE 1.0 8V.

Pode-se observar pelas figuras 8.15a, 8.16a, 8.17a, 8.18a, 8.19a, 8.20a, 8.21a e 8.22a que com folga de válvula acima do máximo o motor não gerou NPS significativamente maior que as demais configurações de folga de válvula. Pelo contrário, o motor com folga de válvula normal de produção na maiorias destas medições apresentou NPS entre 2 e 4 dB maior que com folga de válvula acima do máximo e em algumas medições maior que o motor com folga de válvula no máximo.

Já pelas figuras 8.15b, 8.16b, 8.17b, 8.18b, 8.19b, 8.20b, 8.21b e 8.22b pode-se observar que com folga de válvula acima do máximo o motor gerou nível de vibração entre 2,5 e 11 dB maior que com folga de válvula normal de produção em várias faixas ao longo de todo o espectro de frequência, porém principalmente entre 53 Hz e 73 Hz e acima de 4596 Hz. Com folga de válvula no máximo o motor gerou nível de vibração entre 2,3 e 10 dB maior que com folga de válvula normal de produção principalmente entre 53 Hz e 73 Hz, porém apresentou também nível de vibração menor em torno de 2050 Hz em duas das medições realizadas e em torno de 3285 Hz em uma das medições.

Pode-se observar pelas figuras 8.15c, 8.16c, 8.17c, 8.18c, 8.19c, 8.20c, 8.21c e 8.22c que com folga de válvula acima do máximo o motor gera NPS entre 2 e 9 dB maior que com folga de válvula normal de produção ao longo do espectro de frequência, porém principalmente entre 290 Hz e 576 Hz e acima de 4596 Hz. Já com folga de válvula no máximo o motor gera NPS entre 2 e 7 dB maior que com folga de válvula normal de produção na maioria das medições na faixa de 310 Hz a 576 Hz e em alguns casos em média e alta frequência.

Pelas figuras 8.15d, 8.16d, 8.17d, 8.18d, 8.19d, 8.20d, 8.21d e 8.22d pode-se observar que com folga de válvula acima do máximo o motor gera nível de vibração entre 2 e 5 dB maior que com folga de válvula normal de produção ao longo de

quase todo o espectro de frequência, sendo principalmente entre 120 Hz e 290 Hz. O motor com folga de válvula no máximo gera nível de vibração entre 2 e 4 dB maior que com folga de válvula normal de produção em algumas faixas de frequência, sendo a principal faixa entre 120 Hz e 230 Hz.

Em relação à TDA mostrada na figura 8.23a pode-se perceber que o motor com folga de válvula acima do máximo em marcha lenta apresenta um pico de vibração mais intenso e bem definido em certo ponto do período mostrado em relação às demais configurações de folga de válvulas, mostrando que a vibração provocada pela força de impacto gerada naquele momento é bastante superior às demais vibrações medidas neste mesmo momento. Já no caso do motor em 2500 RPM, a TDA, apresentada pela figura 8.23b, mostra que existe uma diferença do sinal do motor com folga de válvula acima do máximo em relação aos sinais das demais configurações de folga de válvulas. Porém, tal diferença não é tão perceptível quanto a que se pode notar do caso do motor em marcha lenta.

Pelas considerações feitas acima e pelo exposto na seção 8.2.3 conclui-se que o motor com uma única folga de válvula acima do valor máximo não produz diferença significativa no NPS gerado em relação às demais configurações de folga de válvula estando o motor em marcha lenta, embora produza nível de vibração significativamente maior que estas em determinadas faixas de frequência considerando-se tal rotação. Conclusão semelhante pode ser deduzida em relação ao motor com folga de válvula no valor máximo definido pela engenharia. Tal fato se deve, apesar de se ter uma válvula trabalhando na região de alta velocidade e aceleração de afastamento impostas pelo perfil do cames ao trem de válvulas, sendo esta a região C definida no capítulo 06, às forças envolvidas neste caso não serem suficientemente grandes para produzir forças de impactos que produzam NPS tão diferentes em relação as outras configurações de folga de válvula.

No caso do motor funcionando em 2500 RPM, tais forças são suficientemente grandes para que se perceba tanto o nível de pressão sonora quanto o nível de vibração maiores em determinadas faixas de frequência, estando o motor com folga de válvula acima do máximo em relação ao mesmo com folga de válvula normal de produção. Para algumas faixas de frequência, tal conclusão pode ser deduzida também em relação ao motor com folga de válvula no valor máximo, pelo fato do mesmo trabalhar com uma das válvulas no limite das zonas de baixa e alta velocidade e aceleração de afastamento imposta pelo perfil do cames ao trem de

válvulas, como definido no capítulo 06 tais regiões do perfil do came são as regiões A e C. De maneira semelhante à conclusão mencionada no final da seção 9.2.2 a conclusão acima relatada também confirma a teoria referente às forças envolvidas no trem de válvulas descrita no capítulo 03.

Pode-se concluir, portanto, que o objetivo principal deste estudo foi alcançado pois através dos dados referentes aos testes a quente realizados conseguiu-se avaliar qual é a influência da variação da folga de válvulas na geração de vibração e ruído do motor Fire 1.0 8V, considerando-se as condições nas quais os testes foram realizados.

CAPÍTULO 10

PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste capítulo são propostos alguns trabalhos que podem ser realizados futuramente a partir do estudo discutido nesta dissertação.

10.1 – Propostas para trabalhos futuros

Baseando-se nos estudos realizados para o desenvolvimento desta dissertação de mestrado e nos anseios da F.A. Powertrain Ltda e Fiat Automóveis S.A quando iniciou esta parceria com a UFSC, pode-se propor os seguintes trabalhos para serem desenvolvidos no futuro:

- Estudar a influência de modificações realizadas ou propostas no produto na melhoria dos níveis de vibração e ruído gerados,
- Equipar as cabines de testes de motores com equipamentos para a avaliação objetiva dos níveis de vibração e ruído gerados pelos mesmos e capacitar os funcionários que realizam tais testes dos motores a utilizarem tais equipamentos, através da transmissão do conhecimento adquirido durante a realização deste mestrado,
- Criar meios de sincronizar os sinais medidos com as fases do motor para permitir a utilização adequada da técnica de TDA para melhorar a condição de análise de tais sinais,
- Avaliar melhores posições e condições de fixação dos sensores utilizados durante as medições dos sinais de ruído e vibração dos motores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABREU, V. M.. **Efeitos das folgas de bronzinas dos mancais fixos nos níveis de ruído e vibração do motor Fire 999cc 8V**. 2003. 93f.. Dissertação (Mestrado em Vibração e Acústica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- ARROYO, N.. **Fontes de Ruídos e Vibrações Veiculares**: Curso de Mestrado Profissionalizante em Ruídos e Vibrações, 2001. Notas de Aula. Imprimido. Betim: Fiat & Universidade Federal de Santa Catarina
- ARROYO, N.. **Mecânica do Motor: Mecânica do Sistema de Distribuição**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.
- AVL Acustics. **Noise and Vibration Training**: Características das Fontes de Ruído Veicular. Betim : AVL Acustics Training, 1994-1996. Ciclo de WORKSHOPS I – Brasil.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.. **Mecânica Vetorial para Engenheiros**. São Paulo: Editora McGrawHill do Brasil Ltda, 1956. Volume II: Dinâmica.
- BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.. **Mecânica Vetorial para Engenheiros**. São Paulo: Editora McGrawHill do Brasil Ltda, 1976. Volume I: Estática.
- DAVID, J. W.; KIM, D.; COVEY, J. A.. **Optimal Design of High Speed Valve Train Systems**. – 1994 Motor Sports Engineering Conference Proceedings. Warrendale,PA-USA: SAE International, 1994. Volume 2: Engines and Drivetrains, paper 942502, páginas 103 a 109.
- DAVID, J. W.; WEI, J.. **Optimal Rocker Arm Design in High Speed Internal Combustion Engine**. – 1994 Motor Sports Engineering Conference Proceedings. Warrendale,PA-USA: SAE International, 1994. Volume 2: Engines and Drivetrains, paper 942501, páginas 97 a 100.
- DUARTE, M. A. V.. **Introdução à Análise de Sinais**: Curso de aperfeiçoamento - Experimentação em Vibrações e Acústica. 2002 (a). Notas de Aula. Imprimido. Betim: F.A. Powertrain Ltda & Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia.
- DUARTE, M. A. V.. **Manutenção Preditiva Via Análise de Vibrações**: Curso de aperfeiçoamento - Experimentação em Vibrações e Acústica. 2002 (b). Notas de Aula. Imprimido. Betim: F.A. Powertrain Ltda & Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia.
- FIAT AUTO. **Controllo alberi distribuzione motori vetture**, 1.00138. 10^a edição. Itália, 1987. 4p.

- FIAT AUTO. **Lubrificante motore a ciclo Otto e Diesel**, 9.55535, allegato 2. 4ª edição. SATIZ S.p.a: Itália, [198-]. 2p.
- FIAT AUTOMÓVEIS S.A.. **Características Técnicas de Veículos T.T.**. Impresso no 603.50.676 – IV/03, 2003.
- GERGES, S. N. Y. **Ruído: Fundamentos e Controle**. 2ª edição. Florianópolis: NR editora, 2000. 676p.
- HEISLER, H.. **Advanced Engine Technology**. SAE International, Head of Transport Studies. The College of North West London, Willesden Centre, London, UK, 1995.
- JOHNSON, R. C.. **A simple numerical method for dynamic analysis and design of Flexible Cam Mechanisms**. Dept. of Mechanical Engineering, Yale University, New Haven, Conn, 1959. páginas 140-145.
- LEE, J.; PATTERSON, D. J.. **Nonlinear Valve Train Dynamics Simulation With a Distributed Parameter Model of Valve Springs**. Transactions of the ASME, 1997. Volume 119, páginas 692-698.
- MOLIAN, S.. **The design of cam mechanisms and linkages**. 1ª edição, Londres: The Garden City Press Limited, 1968. Letchworth, Hertfordshire, Constable London, páginas 23-57.
- PARK, D. C.; DAVID, J. W.. **Development of a Locally Nondimensional, Mathematically Symmetric Cam Profile for Optimal Camshaft Design**. SAE Transactions, Journal of Engines, 1996. paper 960355, páginas 489-497.
- PHILIPS, P. J.; SCHAMEL, A. R.; MEYER, J.. **An Efficient Model for Valvetrain and Spring Dynamics**. Engine Engineering, Ford Werke AG, Cologne, F.R.G. SAE 1989. paper nº 890619, páginas 1159-1173.
- PRIEDE, T.. **Noise and Vibration Control of the Internal Combustion Reciprocating Engine**. - Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications. Nova York: Edited by Leo L. Beranek and István L. Ver., John Wiley & Sons. Inc, 1992. páginas 665-708.
- RADE, D. A.; RIBEIRO, J. F.; DUARTE, M. A. V.. **Fundamentos de Vibrações, Instrumentação e Análise de Sinais**. Betim: Fiat Automóveis S.A. & Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, 2000.
- REGO, R. A.; MARTINS, J. G.. **Valve Motion Modelation for Use in Airflow Engine Simulation**. X Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade, São Paulo, Brasil, 2001. SAE Brasil, SAE Technical Paper Series 2001-01-3958.

- ROTHBART, H. A.. **CAMS: Design, Dynamics, and Accuracy**. First corrected Printing, october 1968, Library of Congress Catalog Card Number: 56-7163, EUA, New York: John Wiley & Sons, Inc, 1956. páginas 21-59 e 214-268.
- SCHAMEL, A. R.; HAMMACHER, J.; UTSCH, D.. **Modeling and Measurement Techniques for Valve Spring Dynamics in High Revving Internal Combustion Engines**. SAE Transactions, Journal of Engines, 1993. paper 930615, páginas 820-836.
- SEIDLITZ, S.. **An Optimization Approach to Valve Train Design**. SAE 1990. paper nº 901638, páginas 1961-1971;
- SERRIDGE, M.; LICHT, T. R.. **Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers: Theory and Application Handbook**. BRUEL & KJAER, 1987.
- SHIGLEY, J. E.. **Dinâmica das Maquinas**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1969.
- STONE, R.. **Introduction to Internal Combustion Engines**. Second Edition. Warrendale, PA-USA: SAE International, 1995.
- STORER, N. D.; NELSON, T.. **Rotary Valve System for a Four-Cycle G-Kart racing Engine**. 1994 Motor Sports Engineering Conference Proceedings. Warrendale, PA-USA: SAE International, 1994. Volume 2: Engines and Drivetrains, paper 942500, páginas 85 a 94.
- TANI, H et al.. **Measurement and Simulation of Valve Motion**. SAE Transactions, Journal of Engines, 1993. paper 931901, páginas 1762-1769.
- VELOSO, R. C.. **Uma Contribuição para o Monitoramento de Motores de Combustão Interna Através da Análise de Sinais de Pressão Sonora e Vibração**. 1999. 105f.. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- YAO, Y.; ZHANG, C.; YAN, H-S.. **Motion Control of Cam Mechanisms**. Mechanism and Machine Theory, PERGAMON, Elsevier Science Ltd, 2000. páginas 593-607.

Apêndices

APÊNDICE 1

EQUAÇÕES DINÂMICAS DO TREM DE VÁLVULAS.

O modelo apresentado na figura 3.10 do capítulo 03 é baseado em um sistema de massas concentradas com 5 graus de liberdade que caracterizam os elementos do trem de válvulas apresentado na figura 3.9. São eles as massas M_1 a M_4 e o momento de inércia de massa I .

Para a massa M_1 , as equações são:

a) se não ocorrer o salto do seguidor

$$M_1 \cdot x_1'' + (c_0 + c_1 + c_6) \cdot x_1' + (k_0 + k_1) \cdot x_1 - c_1 \cdot x_2' - k_1 \cdot x_2 = c_0 \cdot s' + k_0 \cdot s \quad (A1.1)$$

b) se ocorrer o salto do seguidor

$$M_1 \cdot x_1'' + (c_1 + c_6) \cdot x_1' + k_1 \cdot x_1 - c_1 \cdot x_2' - k_1 \cdot x_2 = 0 \quad (A1.2)$$

Para a massa M_2 da haste

$$M_2 \cdot x_2'' + (c_1 + c_2) \cdot x_2' + (k_1 + k_2) \cdot x_2 - c_1 \cdot x_1' - k_1 \cdot x_1 - c_2 \cdot l_1 \cdot q_r' - k_2 \cdot l_2 \cdot q_r = 0 \quad (A1.3)$$

Para o momento de inércia de massa do balancim I

a) se y_2 ($=l_2 q_r$) é menor do que h_v

$$I \cdot q_r'' + c_2 \cdot l_1^2 \cdot q_r' + k_2 \cdot l_1^2 \cdot q_r - c_2 \cdot l_1 \cdot x_2' - k_2 \cdot l_1 \cdot x_2 + u(q_r') \cdot TF = 0 \quad (A1.4)$$

onde o torque de fricção TF é:

$$TF = c_7 \cdot R_i \cdot k_2 \cdot (x_2 - l_1 \cdot q_r) \quad (A1.5)$$

b) se y_2 é maior que h_v

$$\begin{aligned} I \cdot q_r'' + (c_2 \cdot l_1^2 + c_3 \cdot l_2^2) \cdot q_r' + (k_2 \cdot l_1^2 + k_3 \cdot l_2^2) \cdot q_r - c_2 \cdot l_1 \cdot x_2' - k_2 \cdot l_1 \cdot x_2 \\ - c_3 \cdot l_2 \cdot x_3' - k_3 \cdot l_2 \cdot x_3 - k_3 \cdot l_2 \cdot h_v + u(q_r') \cdot TF = 0 \end{aligned} \quad (A1.6)$$

onde o torque de fricção TF é:

$$TF = c_7 \cdot R_i \cdot [k_2 \cdot (x_2 - l_1 \cdot q_r) + k_3 \cdot (l_2 \cdot q_r - h_v - x_3)] \quad (A1.7)$$

Para a massa M_3 do sistema de fixação da válvula

a) se y_2 é menor do que h_v

$$M_3 \cdot x_3'' + (c_3 + c_8) \cdot x_3' + k_4 \cdot x_3 - c_4 \cdot x_4' - k_4 \cdot x_4 = 0 \quad (A1.8)$$

b) se y_2 é maior do que h_v

$$\begin{aligned} M_3 \cdot x_3'' + (c_3 + c_4 + c_8) \cdot x_3' + (k_3 + k_4) \cdot x_3 - c_3 \cdot l_2 \cdot q_r' \\ - k_3 \cdot l_2 \cdot q_r - c_4 \cdot x_4' - k_4 \cdot x_4 + k_3 \cdot h_v = 0 \end{aligned} \quad (A1.9)$$

Para a massa da válvula M_4 ,

$$\begin{aligned} M_4 \cdot x_4'' + (c_4 + c_9) \cdot x_4' + k_4 \cdot x_4 - c_4 \cdot x_3' - k_4 \cdot x_3 \\ + [1 - u(x_4)] \cdot (c_5 \cdot x_4' + k_5 \cdot x_4 - F_0) + F_{sp} = 0 \end{aligned} \quad (A1.10)$$

onde:

$u(x) = 1$, quando $x \geq 0$

$u(x) = 0$, quando $x < 0$.

Note que as equações derivadas são não lineares, porque K_i ($i = 0, 1, 2$) é uma função de x e estas equações devem ser mudadas de acordo com as condições de salto de válvulas, folga de válvulas e, assim, sucessivamente. Estas equações são resolvidas simultaneamente com a equação diferencial parcial de segunda ordem da mola de válvula.

A equação diferencial da mola de válvulas, conseguida após algumas deduções que fazem parte do escopo deste estudo, é mostrada a seguir. (LEE e PATTERSON, 1997)

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c_{eq} \cdot \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right) = a^2 \left(\frac{\partial^2 y}{\partial S^2} \right) \quad (A1.11)$$

onde:

y = deflexão de um elemento para análise diferencial da mola,

$$a = \left(\frac{4 \cdot k \cdot L}{p \cdot d^2 \cdot r} \right)^{\frac{1}{2}} : \text{velocidade de onda,}$$

$$c_{eq} = \frac{4 \cdot c'}{p \cdot d^2 \cdot r} : \text{coeficiente de amortecimento equivalente,}$$

$\rho = \frac{g}{g}$: densidade do material da mola,

$L = p \cdot D \cdot n_a$: comprimento total do espiral da mola,

sendo:

D: diâmetro médio do espiral da mola,

n_a : número de espirais ativos,

c' : coeficiente de amortecimento por unidade de comprimento,

γ : peso do material da mola por unidade de volume,

S: coordenada ao longo da linha central do fio da mola,

d: diâmetro do fio da mola,

k: coeficiente de rigidez da mola.